TRƯỜNG ĐẠI HỌC ĐIỆN LỰC
ĐÀM XUÂN HIỆP - TRƯƠNG NGỌC TUẤN
TRƯƠNG HUY HOÀNG

NGUYÊN LÝ VÀ THIẾT BỊ TRONG CÁC NHÀ MÁY ĐIỆN





NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

TRƯỜNG ĐẠI HỌC ĐIỆN LỰC

ĐÀM XUÂN HIỆP – TRƯƠNG NGỌC TUẤN – TRƯƠNG HUY HOÀNG

Nguyên lý và thiết bị TRONG CÁC NHÀ MÁY ĐIỆN



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - 2006

LỜI NÓI ĐẦU

Tài liệu này được biên soạn bởi một nhóm tác giả thuộc Khoa Quản lý Năng lượng trường Đại học Điện Lực nhằm mục đích phục vụ giảng dạy và tham khảo cho các sinh viên của trường cũng như các kỹ sư đang công tác trong ngành điện của nước ta.

Cuốn sách đề cập đến hầu hết các công nghệ sản xuất nhiệt lạnh truyền thống và hiện đại trên thế giới.

Các nội dung được trình bày ngắn gọn dễ hiểu và có gắn với nhu cầu thực hành của nhà trường.

Chúng tôi hy vọng cuốn sách sẽ giúp ích nhiều cho công tác của các kỹ sư vận hành, bảo dưỡng và quản lý trong lĩnh vực sản xuất điện của nước ta. Vì đây là tài liệu được biên soạn lần đầu nên không tránh khỏi những thiếu sót, rất mong sự lượng thứ của bạn đọc và chúng tôi luôn mong chờ những đóng góp ý kiến từ phía bạn đọc để lần tái bản sau được đầy đủ và chất lượng hơn. Mọi ký kiến góp ý xin gửi về theo địa chỉ Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội hoặc Khoa Quản lý Năng lượng trường Đại học Điện Lực, 235 Hoàng Quốc Việt, Hà Nội.

Phụ trách nhóm biên soạn

PGS. TS Đàm Xuân Hiệp

MỤC LỤC

PHẦN MỘT

CƠ SỞ LÝ THUYẾT CỦA CÁC THIẾT BỊ NĂNG LƯỢNG

Chương 1

CƠ SỞ NHIỆT ĐỘNG HỌC KỸ THUẬT

1.1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN VÀ ĐỊNH LUẬT THỨ NHẤT NHIỆT ĐỘNG HỌC

Nhiệt động học là khoa học về những quy luật biến đổi năng lượng. Lĩnh vực nhiệt động học chỉ xem xét những biến đổi tương hỗ của cơ năng và nhiệt năng được gọi là nhiệt động học kỹ thuật.

Những định luật và các quá trình nhiệt động học kỹ thuật là cơ sở hoạt động của các động cơ nhiệt và các thiết bị năng lượng khác có liên quan tới biến đổi các dạng năng lượng nói trên như tuabin hơi, tuabin khí, động cơ đốt trong, máy hơi, thiết bị nồi hơi, thiết bị sinh hơi trong nhà máy điện nguyên tử...

Một trong những khái niệm cơ sở trong nhiệt động học kỹ thuật là khái niệm về hệ nhiệt động học, được định nghĩa là hệ các vật nằm trong mối tương tác với nhau và với môi trường xung quanh. Một ví dụ đơn giản hệ nhiệt động học là khí được nén hoặc giãn nở trong xilanh có pittông chuyển động.

Kết quả của sự tương tác hệ nhiệt động học với môi trường xung quanh là trạng thái của hệ thay đổi. Áp dụng với khí là chất làm việc trong động cơ nhiệt, thì trạng thái sẽ thay đổi cùng với sự thay đổi các thông số của nó là nhiệt độ T, thể tích riêng v và áp suất tuyệt đối p. Các đại lượng này đặc trưng cho một hệ và được gọi là các thông số nhiệt động học cơ bản biểu diễn trạng thái của hệ.

Ví dụ, một thể tích khí V, có áp suất p và nhiệt độ T phụ thuộc vào số lượng chất thì không phải là thông số trạng thái, trong khi đó thể tích riêng của khí v lại đặc trưng cho tính chất của khí tại một trạng thái nhiệt động học cụ thể này thì được coi là thông số của trạng thái đó. Giữa các thông số trạng thái vừa nói đến có mối quan hệ phụ thuộc vào nhau và thể hiện bằng một phương trình gọi là *phương trình trạng thái của môi chất.*

Trong các động cơ nhiệt, môi chất được sử dụng là khí thực. Trong nhiệt động học kỹ thuật, để đơn giản người ta thường sử dụng rộng rãi khái niệm khí lý tưởng. Khí lý tưởng được hiểu là một tập hợp (chất khí) gồm các phân tử vật chất đàn hồi có thể tích không đáng kể và không có lực tương tác giữa chúng. Đối với 1 kg khí lý tưởng phương trình trạng thái được viết dưới dạng sau:

$$pv = RT, \tag{1.1}$$

trong đó R - hằng số chất khí, về mặt vật lý nó là công có thể thực hiện được bởi 1 kg khí nung nóng lên 1 K, [J/(kg.K)].

Phương trình (1.1) gọi là phương trình Clapayron.

Đối với 1 kilômol chất khí bất kỳ, thể tích của nó theo định luật Avôgađrô ở áp suất p = 760 mmHg và nhiệt độ T = 273,16 K sẽ bằng 22,4 m^3, và theo phương trình trạng thái có thể tính được hằng số phổ biến của chất khí R_μ (J/kmol.K):

$$R_\mu = \frac{pv_\mu}{T} = \frac{1{,}013.10^5.22{,}4}{273{,}16} = 8314 \tag{1.2}$$

Đối với M kg chất khí, phương trình (1.1) có dạng:

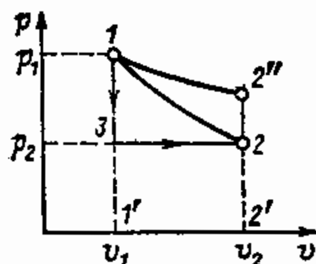
$$pV = MRT \tag{1.2a}$$

Từ phương trình (1.1) suy ra rằng, chỉ có hai thông số là xác định, ví dụ như p và v, còn thông số thứ ba, ví dụ trong trường hợp này không thể lấy giá trị bất kỳ mà nó được xác định bởi p và v.

Quá trình thay đổi liên tục trạng thái của môi chất được gây ra bởi sự tương tác về nhiệt hoặc cơ hoặc kết hợp cả nhiệt-cơ với môi trường xung quanh được gọi là *quá trình nhiệt động học*.

Để biểu diễn bằng hình học quá trình nhiệt động học thường sử dụng hệ tọa độ, một trục tọa độ là áp suất tuyệt đối p, trục kia là thể tích riêng v, và gọi là biểu đồ p-v (hình 1.1). Trạng thái của môi chất trong biểu đồ p-v được biểu thị bằng một điểm, còn quá trình được biểu diễn bằng các đường.

Trong biểu đồ p-v biểu diễn các quá trình và các trạng thái ta xét đến mà ở đó các thông số chất khí giống nhau tại tất cả các điểm bên trong thể tích đó. Các quá trình và trạng thái như thế được gọi là cân bằng. Để thực hiện được quá trình cân bằng cần tiến hành hết sức chậm nhằm tránh những nhiễu loạn có thể gây ra sự khác nhau giá trị các thông số tại các điểm trong thể tích và phá vỡ sự cân bằng khối lượng bên trong thể tích đó.



Hình 1.1. Biểu diễn trạng thái, quá trình trong đồ thị p-v

Các quá trình cân bằng diễn ra không có ma sát bên ngoài được gọi là quá trình thuận nghịch. Khi thực hiện quá trình thuận nghịch, ban đầu theo chiều thuận sau đó theo chiều ngược lại trở về trạng thái ban đầu thì trong môi trường xung quanh sẽ không có bất cứ sự thay đổi nào.

Khi thông số chất khí thay đổi có nghĩa là đã có sự thực hiện hoặc tiêu thụ một công nào đó - đây là một trong các đại lượng để đánh giá chuyển động của vật chất, giả sử như chuyển động có hướng của các vật dưới sự tác động của ngoại lực. Khi 1 kg chất khí giãn nở trong xilanh có pittông thì nó đã thực hiện một đơn vị công giãn nở (có thể gọi là công thay đổi thể tích) là:

$$dl = pFdS = pdv \quad (1.3)$$

ở đây p - áp suất tuyệt đối của chất khí; F - tiết diện của pittông; dS - độ dài mà pittông đi được dưới tác động của lực sinh ra bởi áp lực khí lên mặt pittông; dv - số gia thể tích chất khí khi giãn nở.

Khi thay đổi trạng thái từ điểm *1* đến điểm *2* (hình 1.1) đơn vị công thay đổi thể tích được xác định bằng:

$$l = \int_1^2 p\,dv \qquad (1.4)$$

và được biểu thị bằng diện tích *1-2-2'-1'* theo đường giãn nở khí trong đồ thị *p-v*.

Công sinh ra hoặc tiêu thụ trong quá trình nhiệt động học phụ thuộc vào đặc tính xảy ra quá trình đó và là một hàm số của quá trình nhiệt động.

Từ hình 1.1 dễ dàng nhận thấy rằng, đối với các quá trình khác nhau *1-2* và *1-2''* thì diện tích các hình theo các đường giãn nở chất khí sẽ khác nhau. Công là một đại lượng phụ thuộc vào số lượng các chất tham gia trong quá trình. Nếu khi nén hoặc khi giãn nở khí xảy ra trạng thái không cân bằng, ví dụ như áp suất ở các điểm khác nhau trong thể tích khí không như nhau thì sẽ có quá trình dịch chuyển từ phần này của thể tích tới phần khác. Kết quả là một phần công đã phải tiêu tốn để dịch chuyển và thắng các lực ma sát giữa các lớp khí chuyển động. Trong quá trình thuận nghịch, công để chống lại những lực sinh ra bởi sự không cân bằng và ma sát không được thực hiện. Do đó trong quá trình thuận nghịch công dành cho vật chất khi nén là nhỏ nhất, còn công sinh ra bởi vật chất khi giãn nở là lớn nhất so với quá trình tương tự nhưng là không thuận nghịch.

Đóng vai trò lớn trong khi diễn ra quá trình nhiệt động là nhiệt năng.

Nhiệt năng là một dạng năng lượng liên quan tới sự chuyển động và tương tác các phân tử. Khi đưa nhiệt năng vào sẽ làm thay đổi vận tốc chuyển động các phân tử, thay đổi sự tương tác và năng lượng chung, điều này lại dẫn đến sự thay đổi các thông số của vật thể.

Một lượng nhiệt năng *dQ* của một khối lượng vật chất *M* sẽ tỷ lệ với khối lượng và sự thay đổi nhiệt độ của vật:

$$dQ = cMdT \qquad (1.5)$$

$$Q = M\int_1^2 cdT \qquad (1.5a)$$

ở đây c - nhiệt dung riêng khối lượng, được tính bằng lượng nhiệt năng cần thiết để đưa một đơn vị khối lượng vật chất thay đổi 1 K trong một quá trình nhiệt động nào đó, đơn vị tính là J/(kg.K).

Đại lượng c trong công thức (1.5) thường được gọi là nhiệt dung riêng thực của vật chất.

Nếu nhiệt dung riêng trong quá trình nhiệt động không thay đổi, tức là $c = const$ thì biểu thức (1.5a) được viết dưới dạng:

$$Q = cM(T_2 - T_1) \tag{1.6}$$

Tương tự cũng có thể viết được như vậy nếu sử dụng khái niệm nhiệt dung riêng trung bình, tức là giá trị nhiệt dung riêng được xác định chung cho cả khoảng nhiệt độ thay đổi. Nói chung nhiệt dung riêng phụ thuộc vào thành phần của vật chất, các thông số và quá trình diễn ra sự cung cấp nhiệt năng.

Nếu trong quá trình cung cấp nhiệt năng, công không được thực hiện (không sản sinh ra công) thì toàn bộ lượng nhiệt năng cung cấp đó sẽ tiêu dùng để tăng năng lượng các phân tử của vật thể và được gọi là *nội năng U (J)*.

Nội năng của 1 kg chất khí gọi là nội năng đơn vị, ký hiệu là u, đơn vị là (J/kg).

Đối với khí lý tưởng không có lực tương tác giữa các phân tử và thế năng của chúng bằng 0, do đó toàn bộ nội năng có thể coi là một thành phần nội động năng - động năng chuyển động nhiệt của các phân tử. Các phân tử của vật chất vật lý thực ngoài động năng còn có thế năng.

Nội năng của bất kỳ môi chất nào cũng chỉ được xác định bởi thông số trạng thái và không phụ thuộc vào việc nó đạt trạng thái đó bằng cách nào. Đại lượng có những tính chất như vậy được gọi là hàm trạng thái.

Đối với hàm trạng thái có những khẳng định sau:

- Sự thay đổi hàm trạng thái khi chuyển từ trạng thái có các giá trị các thông số trạng thái p_0, v_0, T_0, tới các giá trị p, v, T sẽ không phụ thuộc cách thức chuyển;

- Nếu vật chất lần lượt tham gia trong một vài quá trình và cuối cùng quay trở lại trạng thái ban đầu như biểu diễn trên hình 1.2 (tập hợp các quá trình đó gọi là quá trình tuần hoàn), thì hàm trạng thái không thay đổi.

Giả sử trong một quá trình nào đó môi chất được cung cấp một lượng nhiệt dQ làm thay đổi nhiệt độ môi chất do đó thay đổi nội năng và thực hiện một công dL, trên cơ sở định luật bảo toàn năng lượng có thể khẳng định rằng, hiệu giữa nhiệt năng cung cấp dQ và công thực hiện dL không phải bằng 0 mà vẫn còn một lượng tiêu hao để làm thay đổi nội năng U của vật, nghĩa là:

$$dQ - dL = dU \quad (1.7)$$

vì:
$$dL = pdV,$$

nên:
$$dQ = dU + pdV \quad (1.8)$$

Đối với 1 kg môi chất:

$$dq = du + pdv \quad (1.9)$$

Luận đề này được gọi là định luật nhiệt động thứ nhất, các biểu thức (1.8) và (1.9) là những biểu diễn toán học của định luật. Như vậy định luật nhiệt động thứ nhất thực chất là trường hợp riêng của định luật bảo toàn và chuyển hóa năng lượng ứng với quá trình nhiệt.

Từ biểu thức (1.7) suy ra rằng, khi $dL > dQ$ thì đại lượng $dU < 0$, nghĩa là *nếu vật thực hiện một công lớn hơn lượng nhiệt năng cung cấp cho nó thì nội năng của vật sẽ giảm đi*. Tuy nhiên dự trữ nội năng của vật có giới hạn và đến lúc nào đó sẽ bị tiêu hao hết. Do đó không thể chế tạo được một thiết bị máy làm việc thường xuyên hoặc chu kỳ mà đòi hỏi lượng nhiệt năng cung cấp ít hơn so với công mà nó sinh ra, tức là động cơ vĩnh cửu loại I không thể có được.

1.2. CÁC QUÁ TRÌNH NHIỆT ĐỘNG HỌC ĐỒ THỊ *T - s* VÀ *i - s*. CHU TRÌNH TUẦN HOÀN

Nghiên cứu hàng loạt các quá trình được coi là cơ bản đã có ý nghĩa thực tế trong lĩnh vực lý thuyết và ứng dụng nhiệt động học. Các quá trình đó là:

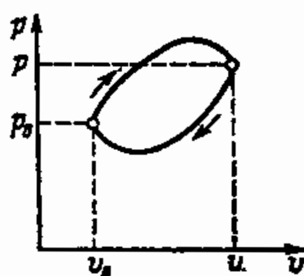
1. Quá trình đẳng tích *($v = const$)* là quá trình xảy ra với thể tích của môi chất không đổi.

2. Quá trình đẳng áp *($p = const$)* là quá trình xảy ra với áp suất của môi chất không đổi.

3. Quá trình đẳng nhiệt *(T = const)* là quá trình xẩy ra với nhiệt độ của môi chất không đổi.

4. Quá trình đoạn nhiệt *(dq = 0)* là quá trình xẩy ra không có sự trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh.

5. Quá trình đa biến *(dl/dq = φ)* là quá trình xẩy ra ở bất cứ tỷ lệ nào giữa công sinh ra bởi vật chất và nhiệt năng cung cấp cho nó. Đây là quá trình tổng quát, tổng hợp các quá trình đã nêu ở trên.



Hình 1.2. Đồ thị *p-v* quá trình tuần hoàn

Để nghiên cứu các quá trình nêu trên, sử dụng cách tiếp cận vấn đề như nhau, đó là:

- Xét định luật nhiệt động học thứ nhất:

$$dq = du + dl$$

- Phương trình trạng thái môi chất:

$$pv = RT,$$

- Biểu diễn sự thay đổi nội năng, công ngoài và biểu diễn mỗi quá trình trong các hệ tọa độ khác nhau để hình dung vấn đề dễ dàng hơn.

1) Quá trình đẳng tích

Trong đồ thị *p - v* quá trình đẳng tích được biểu thị bằng các đường thẳng đứng (hình 1.3). Phương trình trạng thái trong trường hợp chung được viết dưới dạng:

$$pv/T = R = const \text{ hoặc } p_1v_1/T_1 = p_2v_2/T_2$$

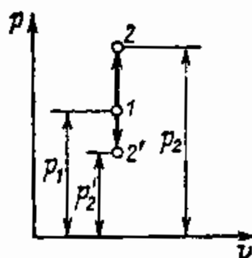
Với lưu ý $v = const$, phương trình trạng thái quá trình đẳng tích được viết dưới dạng:

$$p_1/T_1 = p_2/T_2 \qquad (1.10)$$

Môi chất không thực hiện công ngoài (vì $dv = 0$), do đó phương trình nhiệt động học thứ nhất có dạng sau:

$$dq = du \qquad (1.11)$$

Theo khái niệm về nhiệt dung riêng chất khí: $dq = c_v dT$, trong đó c_v - nhiệt dung riêng chất khí trong quá trình $v = const$. Khi đó $du = c_v dT$, nghĩa là sự thay đổi nội năng trong quá trình $v = const$ có thể được xác định qua nhiệt dung riêng chất khí trong trường hợp này và khoảng nhiệt độ đặc trưng cho quá trình này.



Hình 1.3. Đồ thị *p-v* của quá trình đẳng tích

Ở đây cần lưu ý rằng, cách tiếp cận vấn đề như trên hoàn toàn có thể áp dụng với bất kỳ quá trình nào, bởi vì trong một quá trình bất kỳ với trường hợp khí lý tưởng, sự thay đổi nội năng được xác định bởi sự thay đổi động năng của phân tử gây ra do nhiệt năng cung cấp trong trường hợp đẳng tích và cũng trong khoảng nhiệt độ như quá trình thực.

2) Quá trình đẳng áp. Entanpi

Đối với quá trình đẳng áp, phương trình trạng thái được viết dưới dạng:

$$v_1/T_1 = v_2/T_2 \qquad (1.12)$$

Trong đồ thị *p-v* quá trình được biểu diễn trên hình 1.4.

Với những lập luận tiếp cận quá trình bất kỳ đã nói trên, biểu thức để tính nội năng được viết dưới dạng:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \qquad (1.12a)$$

Công ngoài được tính theo công thức:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = p(v_1 - v_2) \qquad (1.13)$$

Thay pv bằng RT từ phương trình trạng thái ta có:

$$l = R(T_2 - T_1)$$

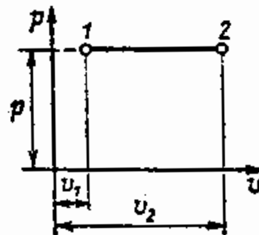
Phương trình định luật nhiệt động học thứ nhất có thể viết:

$$q_p = c_v(T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv = c_v(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = (c_v + R)(T_2 - T_1)$$

(1.14)

Nhiệt dung riêng của khí lý tưởng trong quá trình đẳng áp ký hiệu là c_p và đối với 1 kg chất khí:

$$q_p = c_p(T_2 - T_1) \qquad (1.14a)$$



Hình 1.4. Đồ thị p-v biểu diễn quá trình đẳng áp

Từ (1.14) và (1.14a) suy ra:

$$c_p = c_v + R$$

hay $$c_p - c_v = R \qquad (1.15)$$

Biểu thức này cho thấy mối liên hệ giữa nhiệt dung riêng khi áp suất không đổi và nhiệt dung riêng khi thể tích không đổi, được thiết lập bởi nhà vật lý người Đức Maier và được gọi là phương trình Maier.

Nếu trong biểu thức định luật động học thứ nhất ta thêm vào hai vế một giá trị vdp sẽ có:

$$dq + vdp = du + pdv + vdp = du + d(pv) = d(u + pv) \qquad (1.16)$$

Ký hiệu:

$$u + pv = i \qquad (1.17)$$

khi đó:

$$dq = di - vdp \qquad (1.18)$$

Đại lượng *i* được gọi là *entanpi*. Bởi vì *u, p, v* chỉ phụ thuộc vào trạng thái vật chất nên từ (1.17) suy ra rằng entanpi là thông số trạng thái. Để biểu diễn quá trình từ biểu thức (1.18) có thể viết dưới dạng khác:

$$dq = di$$

và sau khi tích phân ta được:

$$q_p = \int_1^2 di = i_2 - i_1 \qquad (1.19)$$

Như vậy trong quá trình đẳng áp, nhiệt lượng cung cấp bằng sự thay đổi entanpi. Cùng với (1.14a), sự thay đổi entanpi có thể được biểu diễn qua sự thay đổi nhiệt độ, tức là:

$$i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1) \qquad (1.20)$$

Đơn vị của entanpi là (J/kg).

3) Quá trình đẳng nhiệt

Phương trình trạng thái đối với quá trình đẳng nhiệt có dạng:

$$pv = const \qquad (1.21)$$

Đây là phương trình Bôi - Mariôt. Sự thay đổi nội năng của chất khí trong quá trình này bằng 0 ($du = 0$) và cũng giống như sự thay đổi entanpi:

$$di = c_p dT = 0$$

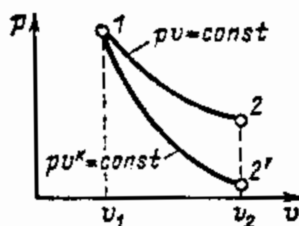
Từ những gì đã nói trên, biểu thức của định luật nhiệt động thứ nhất có dạng:

$$dq = dl \quad (1.22)$$

từ đó có:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v} dv = RT\, ln \frac{v_2}{v_1} = RT\, ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1.23)$$

Trong đồ thị p-v, quá trình đẳng nhiệt có dạng hypecbol như trên hình 1.5.



Hình 1.5. Đồ thị p-v quá trình đẳng nhiệt và đoạn nhiệt

4) Quá trình đoạn nhiệt

Quá trình trong đó không có sự trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh gọi là quá trình đoạn nhiệt, tức là $dq = 0$.

Đối với quá trình này phương trình định luật nhiệt động học thứ nhất có dạng:

$$du + dl = c_v dT + pdv = 0 \quad (1.24)$$

Từ đó có:

$$dl = - du \text{ hay } pdv = - c_v dT \quad (1.25)$$

nghĩa là công trong quá trình này được thực hiện nhờ sự thay đổi nội năng của chất khí. Nếu trong công thức (1.25) thay p bằng:

$$p = \frac{RT}{v} = \frac{(c_p - c_v)T}{v}$$

ta nhận được:

$$c_v dT + \frac{c_p - c_v}{v} Tdv = 0 \quad (1.26)$$

Chia đẳng thức trên cho c_vT ta có:

$$\frac{dT}{T}+\left(\frac{c_p}{c_v}-1\right)\frac{dv}{v}=0 \qquad (1.26a)$$

Ký hiệu c_p/c_v bằng k và tích phân biểu thức (1.26a) từ trạng thái *1* tới trạng thái *2*, ta nhận được:

$$\int_{T_2}^{T_1}\frac{dT}{T}+(k-1)\int_{v_1}^{v_2}\frac{dv}{v}=0\,,$$

hay là:

$$ln\frac{T_2}{T_1}+(k-1)ln\frac{v_2}{v_1}=0 \qquad (1.27)$$

từ đó:

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \text{ hay } T_1v_1^{k-1} = T_2v_2^{k-1} \qquad (1.28)$$

Sử dụng phương trình Clapayron, từ (1.28) ta có:

$$p_1v_1^k = p_2v_2^k = pv^k = const \qquad (1.29)$$

$$T_1p_1^{\frac{1-k}{k}} = T_2p_2^{\frac{1-k}{k}} = Tp^{\frac{1-k}{k}} = const \qquad (1.30)$$

Ở đây k được gọi là chỉ số đoạn nhiệt, các phương trình (1.28), (1.29), (1.30) gọi là các phương trình đoạn nhiệt.

Trong đồ thị *p-v* quá trình đoạn nhiệt có dạng hypecbol không đều cạnh ($pv^k = const$). Nếu quá trình đẳng nhiệt và đoạn nhiệt đều bắt đầu từ cùng một trạng thái *1* (v_1) (hình 1.5), thì đường đồ thị đoạn nhiệt sẽ rộng hơn và sự thay đổi áp suất tại điểm cuối của quá trình 2' (v_2) sẽ lớn hơn so với sự thay đổi áp suất trong quá trình đẳng nhiệt (điểm chấm *2*), bởi vì chỉ số đoạn nhiệt k lớn hơn 1: $k = c_p/c_v$. Đối với khí lý tưởng $k = 1,4$.

5) Quá trình đa biến

Xét đại lượng thể hiện mối quan hệ giữa công thực hiện bởi môi chất và nhiệt năng cung cấp trong một quá trình nào đó làm thay đổi trạng thái của môi chất:

$$\varphi = \frac{dl}{dq} = \frac{dl - du}{dq} = 1 - \frac{du}{dq} = 1 - \frac{c_v}{c} \tag{1.31}$$

Quá trình có thể diễn ra ở tỷ lệ bất kỳ giữa công thực hiện bởi môi chất và nhiệt năng cung cấp, tỷ lệ đó không đổi trong toàn bộ quá trình. Những quá trình như vậy được gọi là quá trình đa biến. Rõ ràng từ biểu thức (1.31) mỗi quá trình đa biến được đặc trưng bởi giá trị nhiệt dung riêng của nó, giá trị này phụ thuộc vào tỷ lệ giữa công thực hiện và nhiệt năng cung cấp:

$$c = \frac{c_v}{1 - \varphi} \tag{1.32}$$

Thay vào biểu thức định luật nhiệt động học thứ nhất các đại lượng:

$$dq = cdT \qquad \text{và} \qquad p = \frac{RT}{v} = \frac{c_p - c_v}{v} T$$

ta có:

$$cdT = c_v dT + (c_p - c_v) T \frac{dv}{v}$$

hoặc:

$$(c - c_v) \frac{dT}{T} = (c_p - c_v) \frac{dv}{v}$$

Tích phân phương trình này từ trạng thái *1* tới trạng thái *2* sẽ có:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{c_p - c_v}{c - c_v} \ln \frac{v_2}{v_1} \tag{1.33}$$

Thực hiện biến đổi:

$$\frac{c_p - c_v}{c - c_v} + 1 - 1 = 1 - \frac{c - c_p}{c - c_v} = 1 - m \tag{1.34}$$

Đại lượng $\frac{c - c_p}{c - c_v} = m$ được gọi là *chỉ số đa biến*.

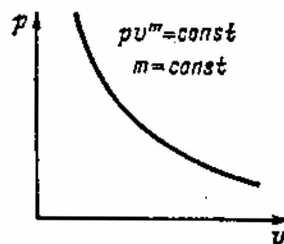
Từ (1.33) và (1.34) ta có:

$$T_1 v_1^{m-1} = T_2 v_2^{m-1} = T v^{m-1} \tag{1.35}$$

Cùng với phương trình Clapayron, từ (1.35) ta nhận được:

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = p v^m \tag{1.36}$$

$$T_1 p_1^{\frac{1-m}{m}} = T_2 p_2^{\frac{1-m}{m}} = T p^{\frac{1-m}{m}} \tag{1.37}$$



Hình 1.6. Đồ thị *p-v* của quá trình đa biến với một giá trị *m*

Các phương trình (1.35), (1.36), (1.37) là các phương trình đa biến. Quá trình đa biến trên đồ thị *p-v* với một giá trị của chỉ số đa biến *m* được biểu diễn trên hình 1.6. Các giá trị của chỉ số đa biến cũng như các giá trị φ có thể là khác nhau, nhưng chúng là cố định trong suốt quá trình và phụ thuộc vào các giá trị này đường biểu diễn quá trình trong đồ thị *p-v* có thể khác đi. Và các trường hợp riêng của quá trình đa biến có thể là các quá trình mà chúng ta đã đề cập đến ở các phần trên.

Chẳng hạn, nếu $\varphi = 0$ và $m = \pm\infty$, thì $v = const$ và quá trình là đẳng tích.

Nếu $\varphi = 1 - c_v/c_p$ và $m = 0$, thì $p = const$ và quá trình là đẳng áp.

Nếu $\varphi = 1$ và $m = 1$, thì $T = const$ và quá trình là đẳng nhiệt.

Và nếu $\varphi = \pm\infty$ và $m = k$, thì quá trình là đoạn nhiệt.

6) Entropi. Đồ thị *T-s* và *i-s*. Chu trình tuần hoàn

Nếu phương trình định luật nhiệt động thứ nhất được viết dưới dạng:

$$dq = c_v dT + p dv$$

chia hai vế cho T và kết hợp với phương trình trạng thái (1.1) ta được:

$$\frac{dq}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \tag{1.38}$$

Ta đưa vào ký hiệu:

$$dq/T = ds \tag{1.39}$$

Đại lượng s, J/(kg.K) được gọi là entropi. Bởi vì T luôn luôn lớn hơn 0, nên dấu (chiều) thay đổi của entropi xác định dấu (chiều) thay đổi nhiệt năng. Nếu entropi tăng lên $ds > 0$, thì nhiệt năng được cung cấp cho vật thể, và ngược lại. Để tính giá trị entropi ta tích phân biểu thức (1.38) có tính đến biểu thức (1.39) trong giới hạn từ T_0, v_0 đến T, v:

$$s - s_0 = c_v + \ln\frac{T}{T_0} + R\ln\frac{v}{v_0} = c_p\ln\frac{T}{T_0} - R\ln\frac{T.v_0}{T_0 v} \tag{1.40}$$

hay là:

$$s - s_0 = c_p\ln\frac{T}{T_0} - R\ln\frac{p}{p_0} \tag{1.41}$$

Chọn điểm đầu để tính entropi ta xác lập điều kiện là tại trạng thái có thông số trạng thái T_0, p_0, v_0 entropi bằng 0 (đối với chất khí các giá trị thông số trạng thái này thường là tương ứng với điều kiện tiêu chuẩn 760 mmHg và 0°C). Khi đó từ (1.40) và (1.41) ta nhận được:

$$s = c_v\ln\frac{T}{T_0} + R\ln\frac{v}{v_0} \tag{1.42}$$

$$s = c_p\ln\frac{T}{T_0} - R\ln\frac{p}{p_0} \tag{1.43}$$

Các biểu thức (1.42) và (1.43) cho phép tính entropi đối với một trạng thái bất kỳ và sự thay đổi giá trị của nó khi chuyển từ trạng thái *1* sang trạng thái *2*:

$$s_2 - s_1 = c_v\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \tag{1.44}$$

Trên cơ sở (1.42) và (1.43) ta có sự thay đổi entropi như sau:

• trong quá trình đẳng tích:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} \tag{1.45}$$

• trong quá trình đẳng áp:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \tag{1.46}$$

• trong quá trình đẳng nhiệt:

$$s_2 - s_1 = R_v \ln \frac{v_2}{v_1} = -R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{1.47}$$

Đối với quá trình đẳng nhiệt, biểu thức (1.39) có thể được tích phân trực tiếp:

$$s_2 - s_1 = \int \frac{dq}{T} = \frac{1}{T} \int dq = \frac{q}{T} \tag{1.48}$$

Đối với với quá trình đoạn nhiệt $dq = 0$ và $ds = 0$, tức là $S = const$, do đó quá trình này đôi khi còn được gọi là quá trình đẳng entropi.

Trường hợp quá trình đa biến, từ biểu thức đối với chỉ số đa biến và công thức (1.41) ta có:

$$s_2 - s_1 = \left(c_p - R \frac{m}{m-1} \right) . \ln \frac{T_2}{T_1} = c \ln \frac{T_2}{T_1} \tag{1.49}$$

Đối với khí lý tưởng có thông số trạng thái ban đầu p_0, T_0, v_0 và qua quá trình nào đó chuyển sang trạng thái có thông số p, T, v thì rõ ràng từ (1.41) sự thay đổi entropi sẽ chỉ được xác định bởi các thông số ban đầu và các thông số cuối của chất khí mà không phụ thuộc vào cách chuyển trạng thái từ trạng thái này sang trạng thái kia. Như vậy entropi của chất khí lý tưởng là hàm trạng thái và giá trị của nó chỉ xác định bởi các thông số và cách chọn điểm bắt đầu tính toán. Thường điểm bắt đầu để tính được chọn hoặc $T_0 = 0$ K hoặc $T_0 = 273$ K (0°C) và $p_0 = 760$ mmHg.

Những tính chất của entropi vừa xét đến ở trên là với khí lý tưởng. Còn đối với bất kỳ một môi chất nào khác entropi cũng là hàm trạng thái. Do đó

mỗi một điểm trên đồ thị *T-s* chỉ tương ứng với một trạng thái duy nhất, điều đó không chỉ đối với khí lý tưởng mà đối với một vật thể vật lý bất kỳ, nghĩa là entropi là thông số trạng thái.

Entropi có ý nghĩa vật lý rất thú vị. Người có công lớn trong vấn đề này là L. Boltzmann, đã xác lập rằng, giữa entropi của một chất ở một trạng thái và xác suất nhiệt động học của trạng thái đó luôn tồn tại mối tương quan đơn trị.

Xác suất nhiệt động học là số trạng thái vi tinh tế (tế vi) của hệ tạo nên trạng thái vĩ mô của nó.Trạng thái vĩ mô của hệ hay đơn giản là trạng thái nhiệt động học của hệ, như đã nói đến, được xác định bởi hai thông số trạng thái bất kỳ. Trạng thái tế vi được xác định bởi tập hợp các thông số xác định trạng thái của từng phần tử của hệ: như vận tốc, vị trí trong hệ ... Tuy nhiên sẽ không đúng nếu hiểu trạng thái tế vi như là trạng thái của một phân tử nào đó. Trạng thái này được xác định bởi tập hợp các thông số của các phần tử của hệ. Dễ dàng khi xác định rằng, một và chỉ một trạng thái vĩ mô tương ứng với một số lượng rất lớn các trạng thái tế vi khác nhau.

Xác suất nhiệt động học hay trọng số thống kê của trạng thái vĩ mô là số lượng các trạng thái tế vi tạo nên trạng thái vĩ mô đó. Xác suất này khác với khái niệm xác suất trong toán học (được cho là tỷ lệ giữa các sự kiện thuận lợi trên tất cả các sự kiện có thể). Xác suất toán học luôn có giá trị phân số, còn xác suất nhiệt động học được biểu diễn bằng các số tự nhiên thường có giá trị rất lớn.

Nếu trong một hệ cô lập diễn ra một quá trình tự phát sinh nào đó, và kết quả là làm thay đổi trạng thái vĩ mô của hệ, thì điều đó có nghĩa là trạng thái vĩ mô mới có số lượng trạng thái tế vi thực hiện quá trình vi mô đó lớn hơn so với trạng thái vĩ mô lúc đầu. Do đó rõ ràng rằng, kết quả của quá trình tự phát sinh nào đó là xác suất nhiệt động học trạng thái của hệ và entropi tăng lên.

Sự tăng entropi của hệ cô lập trong quá trình không thuận nghịch tự phát và đồng thời với sự tăng lên của xác suất nhiệt động học của hệ cho ta cơ sở để cho rằng entropi và xác suất nhiệt động học là những đại lượng tương quan:

$$s = \varphi(W)$$

Mối tương quan này được biểu diễn bằng biểu thức sau:

$$s = k \ln W \tag{1.50}$$

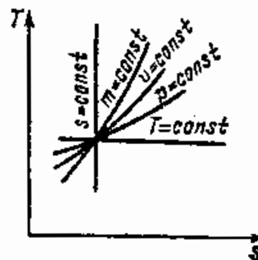
ở đây k - hằng số Boltzmann.

Từ biểu thức (1.50) có thể kết luận rằng, giá trị lớn nhất của entropi tương ứng với trạng thái cân bằng của hệ sẽ đạt được với một xác suất xác định, nghĩa là trong trường hợp đó vẫn có thể có một độ lệch so với trạng thái cân bằng. Mặt khác trong trường hợp thực hiện trạng thái cân bằng với một số lượng rất lớn các trạng thái thì độ lệch sẽ bị triệt tiêu. Ví dụ độ lệch và sự thay đổi các thông số nhiệt động học của hệ do hiện tượng thăng giáng khi ở trạng thái cân bằng thì thực tế là ta không thể quan sát được.

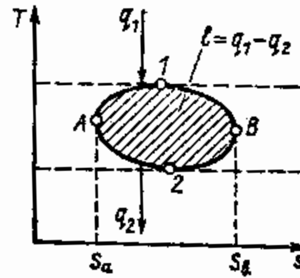
Hệ tọa độ mà trên đó các trục là entropi và nhiệt độ được gọi là đồ thị *T-s*. Trên đồ thị đó có thể biểu diễn các quá trình thuận nghịch. Điểm đầu được chọn và từ điểm đó theo các công thức (1.44) ÷ (1.49) ta tính được số gia của entropi.

Trong đồ thị *T-s*, quá trình đẳng nhiệt được biểu thị bằng đường thẳng $T = const$ (hình 1.7); quá trình đoạn nhiệt là đường thẳng đứng $s = const$; đẳng tích, đẳng áp, và đa biến là các đường lôgarit tương ứng với các phương trình (1.45), (1.46), (1.49). Ngoài ra nếu cùng điểm xuất phát thì đường đẳng tích sẽ uốn cong hơn đường đẳng áp bởi vì $c_v < c_p$; đường đa biến có thể có vị trí bất kỳ phụ thuộc vào giá trị của c.

Diện tích dưới các đường thay đổi trạng thái môi chất trong đồ thị *T-s* tương ứng với lượng nhiệt năng cung cấp, vì $Q_{1-2} = \int_1 Tds$ và do đó đồ thị này còn được gọi là đồ thị nhiệt năng.



Hình 1.7. Đồ thị *T-s* đối với khí lý tưởng



Hình 1.8. Đồ thị *T-s* của chu trình tuần hoàn

Trên hình 1.8 là đồ thị của quá trình tuần hoàn (quá trình đường tròn) *A-1-B-2-A*. Quá trình đường tròn này được gọi là chu trình tuần hoàn.

Chu trình gồm toàn các quá trình thuận nghịch được gọi là chu trình lý tưởng. Giả sử điểm *A* có tọa độ T_a, s_a là điểm đầu của quá trình. Trên đoạn *A-1-B* entropi của môi chất tăng lên và do đó nhiệt năng được cung cấp cho môi chất một lượng là:

$$q_1 = \int_A^B T_p ds$$

ở đây T_p - nhiệt độ cua môi chất trong đoạn *A-1-B*. Trong đoạn *B-2-A* entropi của môi chất đi giảm và do đó nhiệt năng tỏa ra từ môi chất. Lượng nhiệt năng đó bằng:

$$q_2 = \int_B^A T_p' ds$$

ở đây T_p' - nhiệt độ của môi chất trong quá trình tỏa nhiệt từ môi chất.

Ở cuối của quá trình *B-2-A* môi chất lại quay trở lại điểm *A* - điểm bắt đầu quá trình. Vì mỗi điểm trong đồ thị *T-s* tương ứng với một trạng thái duy nhất của vật thể vật lý do đó trạng thái của vật thể tại điểm đầu và điểm cuối là một và nội năng của vật trong quá trình là không thay đổi. Từ đó suy ra rằng, tổng đại số lượng nhiệt năng nhận được và tỏa ra được biến thành công:

$$l = q_1 - q_2 = \int_A^B T_p ds - \int_B^A T_p' ds \qquad (1.51)$$

Biểu thức này ứng với chu trình thuận nghịch. Trong mọi chu trình không lý tưởng với cùng các nguồn nhiệt năng như trên thì công sẽ nhỏ hơn.

Tỷ lệ giữa công sinh ra bởi môi chất trong quá trình và lượng nhiệt năng cung cấp được gọi là hệ số nhiệt có ích (hiệu suất nhiệt) của chu trình:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \tag{1.52}$$

hay:

$$\eta_t = -\frac{\int_B^A T_p' ds}{\int_A^B T_p ds} \tag{1.53}$$

Nguồn mà từ đó lấy nhiệt năng cấp cho môi chất được gọi là nguồn nóng, còn nguồn được cấp nhiệt năng từ môi chất được gọi là nguồn lạnh.

Động cơ nhiệt thực hiện các chu trình tuần hoàn gọi là động cơ nhiệt tuần hoàn. Trong các động cơ này lần lượt diễn ra các quá trình cấp nhiệt và tỏa nhiệt, giãn nở và nén. Khi đó, sau khi thực hiện xong một chu trình thì môi chất quay trở về trạng thái ban đầu. Những động cơ nhiệt kiểu như vậy được gọi là động cơ tác động tuần hoàn hay chu kỳ.

1.3. ĐỊNH LUẬT NHIỆT ĐỘNG HỌC THỨ HAI

Để thực hiện chu trình tuần hoàn như đã mô tả ở trên cần có nguồn nhiệt năng nóng và lạnh.

Nếu giả thiết rằng chỉ có nguồn nóng thì trong quá trình *B-2-A* (hình 1.8) nhiệt năng từ môi chất cần phải truyền ngược lại cho chính nguồn đó bởi vì không có nguồn lạnh. Tuy nhiên điều này không thể thực hiện được bởi vì trong đoạn *B-2-A* nhiệt độ của môi chất nhỏ hơn nhiệt độ của nguồn nóng, mà nhiệt năng thì không thể trực tiếp truyền từ vật có nhiệt độ thấp tới vật có nhiệt độ cao hơn.

Luận điểm đó trong nhiệt động học được xem là định luật thứ hai. Định luật này có nhiều cách phát biểu khác nhau, đối với động cơ nhiệt có thể phát

biểu như sau: *Trong động cơ nhiệt hoạt động theo chu kỳ không thể chuyển toàn bộ nhiệt năng cấp từ nguồn nóng tới môi chất thành công, một phần nhiệt năng đó sẽ thất thoát tới nguồn lạnh.*

Hay nói cách khác là không thể có động cơ vĩnh cửu loại II.

Nếu quá trình tuần hoàn biểu diễn trên hình 1.8 thực hiện theo chiều *A-2-B-1-A* (chu trình ngược) thì một phần nhiệt năng từ nguồn lạnh sẽ truyền tới nguồn nóng. Điều này cũng không mâu thuẫn với phát biểu của định luật hai nhiệt động học. Thực vậy, ở đây nhiệt năng từ nguồn lạnh truyền tới nguồn nóng không phải trực tiếp mà nhờ một máy lạnh lấy công từ bên ngoài.

Đối với máy lạnh, định luật thứ hai nhiệt động học có thể phát biểu như sau: *Không thể truyền nhiệt năng từ nguồn lạnh tới nguồn nóng nếu không có công ngoài.*

Từ các phát biểu trên có thể thấy định luật thứ hai nhiệt động học đặc trưng về mặt chất lượng các quá trình chuyển hóa năng lượng, trong khi đó định luật thứ nhất đặc trưng về khía cạnh số lượng các quá trình này.

Như vậy nếu định luật thứ nhất đưa ra điều kiện cần để thiết lập cân bằng năng lượng của một quá trình nào đó, thì định luật thứ hai chỉ ra điều kiện để quá trình đó có thể diễn ra.

Trong trường hợp tổng quát nhất, định luật thứ hai có thể phát biểu như sau: *Bất kỳ một quá trình thực tự phát sinh nào đó trong hệ đều diễn ra cho đến khi trong hệ thiết lập được sự cân bằng.*

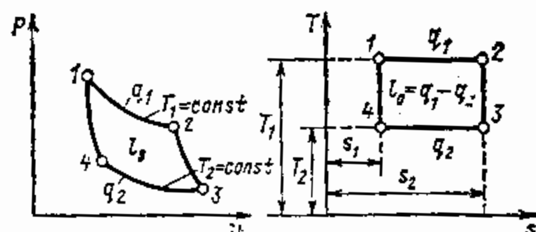
Thực tế chỉ ra rằng, hệ đã đạt được cân bằng thì nó sẽ tiếp tục duy trì ở trạng thái đó hay *các quá trình tự phát sinh bất kỳ là các quá trình thuận nghịch.*

Biểu thức toán học của định luật thứ hai nhiệt động học được viết dưới dạng: $dq \le Tds$, ở đây dấu bằng tương ứng với quá trình thuận.

Để thực hiện chu trình *A-1-B-2-A* (hình 1.8) bao gồm các quá trình thuận thì cần có số lượng lớn vô cùng nguồn nhiệt năng mà nhiệt độ của nó tại các điểm tương ứng khác nhiệt độ của môi chất một lượng rất nhỏ.

Tuy nhiên có thể thực hiện được chu trình chỉ có hai nguồn nhiệt năng nóng và lạnh. Chu trình đó do nhà vật lý người Pháp C. Carno phát hiện và

được mang tên ông. Chu trình gồm hai quá trình đẳng nhiệt (*1-2* và *3-4*) và hai quá trình đoạn nhiệt (*2-3* và *4-1*) (hình 1.9).



Hình 1.9. Chu trình Carno trong đồ thị *p-v* và *T-s*

Cung cấp nhiệt năng từ nguồn nóng được thực hiện khi giãn nở theo đường đẳng nhiệt T_1, tỏa nhiệt tới nguồn lạnh khi nén theo đường đẳng nhiệt T_2.

Hiệu suất nhiệt của chu trình Carno bằng:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.54)$$

Như vậy hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng Carno chỉ phụ thuộc nhiệt độ nguồn nhiệt nóng và lạnh: tăng khi T_1 tăng, T_2 giảm và không phụ thuộc vào tính chất của môi chất.

Chu trình Carno có hiệu suất nhiệt lớn nhất trong số các các chu trình thuận nghịch có nhiệt độ môi chất lớn nhất không lớn hơn T_1 và nhiệt độ thấp nhất không thấp hơn T_2.

Để ý rằng với quá trình thuận nghịch Carno:

$$\eta_t^{tn} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

còn với quá trình không thuận nghịch bất kỳ theo định nghĩa chung:

$$\eta_t^{ktn} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

bất đẳng thức $\eta_t^{ktn} < \eta_t^{tn}$ có thể được viết dưới dạng:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} < \frac{T_1 - T_2}{T_1} \qquad (1.55)$$

từ đó suy ra:

$$\frac{Q_2}{T_2} > \frac{Q_1}{T_1} \qquad (1.56)$$

(ở đây các giá trị nhiệt độ nói đến không phải đối với môi chất mà là đối với nguồn nhiệt).

Do đó nếu trong hệ cô lập giữa hai nguồn nhiệt tồn tại chu trình không thuận nghịch thì entropi của hệ sẽ tăng lên:

$$\Delta s_{hệ} > 0 \qquad (1.57)$$

Nếu để ý rằng trong hệ cô lập trong trường hợp quá trình thuận nghịch khi $dQ_{hệ} = 0$ entropi không thay đổi, thì hoàn toàn có thể khẳng định rằng quá trình nào diễn ra trong hệ cô lập entropi của nó không thể giảm đi:

$$ds_{hệ} \geq 0 \qquad (1.58)$$

Dấu bằng tương ứng với quá trình thuận nghịch, dấu lớn hơn tương ứng với quá trình không thuận nghịch. Từ đây có thể rút ra kết luận quan trọng là: *Một hệ cô lập đạt trạng thái cân bằng thì sẽ tiếp tục duy trì ở trạng thái đó, có nghĩa là nó không thể tự thay đổi được trạng thái.*

Và với quan điểm như vậy Boltzmann đã phát biểu định luật thứ hai nhiệt động học: *Mọi vật luôn có xu hướng chuyển từ trạng thái có xác suất nhỏ hơn sang trạng thái có xác suất lớn hơn.*

Việc lý giải thống kê bản chất của entropi và định luật thứ hai nhiệt động học là một bước tiến trong việc giải thích ý nghĩa vật lý của các hiện tượng xảy ra trong tự nhiên. Trên cơ sở lý giải thống kê định luật thứ hai Boltzmann đã chỉ ra rằng: *Về nguyên tắc không một hệ nào có thể duy trì ở trạng thái cân bằng hoàn toàn bởi vì trong nó nhất định có sự thăng giáng.*

Chúng ta áp dụng định luật hai cho hệ vĩ mô - tức là hệ bao gồm từ rất nhiều các phần tử. Nguyên tắc entropi tăng dần trong quá trình không thuận nghịch chỉ đúng đối với hệ vĩ mô cô lập. Phát triển nguyên lý này ra ngoài hệ cô lập không thể chứng minh sự đúng đắn được.

1.4. TÍNH CHẤT NHIỆT ĐỘNG HỌC CỦA NƯỚC VÀ HƠI NƯỚC

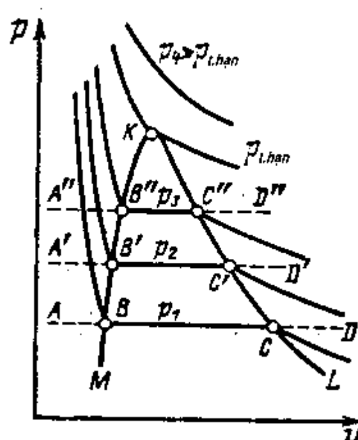
Hơi nước là môi chất được sử rộng rãi trong kỹ thuật để chuyển hóa năng lượng hóa học hoặc năng lượng hạt nhân của nhiên liệu thành công cơ học làm quay các động cơ hơi nước. Xét quá trình đun nóng nước ở áp suất không đổi có thể chia ra ba khoảng đặc trưng như sau (hình 1.10):

1. Khoảng *AB* tương ứng với quá trình làm nóng tới nhiệt độ t_{bh} tại đó bắt đầu có sự tạo hơi. Nhiệt độ này được gọi là nhiệt độ sôi hay nhiệt độ bão hòa.

2. Khoảng *BC* diễn ra quá trình sinh hơi. Nhiệt độ lúc này không thay đổi và toàn bộ nhiệt năng cung cấp đều để thay đổi trạng thái pha (nước - hơi). Hơi được sinh ra lúc này gọi là hơi bão hòa và được đặc trưng bởi độ khô (hay độ ẩm). Độ khô của hơi được tính bằng lượng hơi khô (theo khối lượng) chứa trong 1 kg hơi ẩm:

$$x = M_h / (M_h + M_a) \tag{1.59}$$

ở đây M_h *và* M_a - khối lượng hơi và nước trong hơi ẩm.



Hình 1.10. Đồ thị *p-v* của hơi nước

Theo mức độ cung cấp nhiệt năng tăng lên, độ khô của hơi cũng tăng và độ ẩm giảm đi. Nhiệt lượng cần thiết để biến đổi 1 kg nước sôi thành hơi được gọi là nhiệt hóa hơi và được ký hiệu là *r*. Tại điểm *C* kết thúc quá trình bay hơi. Hơi nước tại điểm này được gọi là hơi bão hòa khô.

3. Khoảng *CD* bắt đầu từ bên phải điểm *C*. Trong khoảng này sự cấp nhiệt sẽ đi cùng với sự tăng nhiệt độ hơi. Khi $t > t_{bh}$ thì hơi được gọi là hơi quá nhiệt.

Nếu quá trình cấp nhiệt thực hiện ở các giá trị áp suất $p_2 > p_1$, $p_3 > p_2$ ... cho đến khi $p = 22,129$ *MPa* thì tại mỗi giá trị áp suất có thể tách ra ba khoảng: đun nóng nước tới nhiệt độ t_{bh}, hóa hơi khi $t_{bh} = const$, và quá nhiệt hơi.

Đường *KM* nối tất cả các điểm bắt đầu sự sôi được gọi là đường giới hạn dưới, đường *KL* nối tất cả các điểm kết thúc quá trình tạo hơi gọi là đường giới hạn trên. Tại điểm *K* nằm trên đường đẳng áp $p = 22,129$ MPa là điểm cắt của cả hai đường này và được gọi là điểm tới hạn, các thông số của điểm tới hạn là: $t_k = 374,15°C$, $p_k = 22,129$ MPa, $v_k = 0,00326\ m^3/kg$.

Nếu tiến hành quá nhiệt đẳng áp tại áp suất tới hạn hoặc áp suất cao hơn thì quá trình tạo hơi sẽ không tồn tại và sự chuyển hóa nước thành hơi sẽ từng bước giống như sự thay đổi tính chất của vật thể không định hình khi nóng chảy.

Trên hình 1.10 các đường đẳng nhiệt được biểu diễn bằng đường đậm nét. Trong vùng trạng thái hai pha các đường đẳng nhiệt và đẳng áp trùng với nhau.

Thể tích riêng, entropi, nội năng và entanpi của nước sôi ký hiệu tương ứng là: v', s', u', i' . Các đại lượng này tương ứng với hơi bão hòa là: v'', s'', u'', i''.

Phương trình trạng thái đối với nước và hơi nước khá phức tạp, để tính toán chúng rất khó khăn. Do đó trong các tính toán kỹ thuật thường sử dụng các bảng tính sẵn tính chất nhiệt động học của nước và hơi nước. Sử dụng các bảng này lấy giá trị hai thông số có mặt trong phương trình trạng thái (thường là *p* và *T*) để tính thông số thứ ba hoặc tính entanpi và entropi.

Khi thiết lập các bảng này giá trị các đại lượng entropi, entanpi, nội năng của nước tại *điểm trạc ba* của nước được lấy là điểm đầu và giả thiết là chúng bằng 0:

$$s'_{đb} = 0,\ u_{đb}' = 0 \quad (\text{đb - điểm trạc ba})$$

Điểm trạc ba là điểm mà ở đó tồn tại ba pha: hơi, nước, đá có thông số: $p = 0,00611$ MPa, $t = 0,01°C$ ($T = 273,16$ K)).

Thực tế ở các giá trị này thì $i'_{đb} \approx 0$.

Giá trị i và s đối với mọi thông số xác định theo bảng, còn giá trị nội năng tính theo công thức:

$$u = i - pv$$

Đối với hơi ẩm, các đại lượng thể tích riêng, entanpi, entropi được xác định theo các giá trị tương ứng sử dụng với nước sôi và hơi bão hòa theo các biểu thức sau:

$$v_{h.a} = v'' x + v'(1 - x) \quad (1.60)$$

$$s_{h.a} = s'' x + s'(1 - x) \quad (1.61)$$

$$i_{h.a} = i'' x + i'(1 - x) \quad (1.62)$$

Để xác định lượng nhiệt năng cấp trong quá trình $p = const$, theo các bảng tính ta tìm được entanpi của nước hoặc hơi nước tại các trạng thái đầu và trạng thái cuối và khi đó theo (1.19):

$$q = i - i_0 \quad (1.63)$$

Đối với quá trình đẳng tích (mục 1.2):

$$q = u - u_0 = (i - pv_0) - (i_0 - p_0 v_0) = i - i_0 - v_0(p - p_0) \quad (1.64)$$

Thay vào biểu thức (1.63) $i = i''$ và $i_0 = i'$ ta nhận được lượng nhiệt cấp cho nước trong quá trình sinh hơi:

$$r = i'' - i' \quad (1.65)$$

Từ các biểu thức (1.62) và (1.65) suy ra entanpi của hơi ẩm:

$$i_{h.a} = i''x + i' - i'x = i' + x(i'' - i') = i' + rx \quad (1.66)$$

ở đây h.a - hơi ẩm.

Vì trong quá trình sinh hơi $T = const$, nên tích phân $dq = Tds$ từ trạng thái $x = 0$ tới trạng thái $x = 1$ ta có:

$$q = \int_{x=0}^{x=1} Tds = T_{bh} \int_{x=0}^{x=1} ds = T_{bh}(s'' - s'),$$

(khi $x = 0$, $s = s'$ và khi $x = 1$, $s = s''$). Vì đối với quá trình sinh hơi $q = r$ do đó:

$$r = T_{bh}(s'' - s') \qquad (1.67)$$

Có các bảng của hơi nước ta có thể xây dựng đồ thị T-s của hơi nước. Đồ thị này được biểu diễn trên hình 1.11. Trên đồ thị có các đường biên giới hạn (chúng hội tụ tại điểm K) và các đường đẳng áp. Các đường đẳng áp trong vùng hơi ẩm đồng thời cũng là đường đẳng nhiệt.

Sự thay đổi entropi khi quá nhiệt hơi được biểu thị bằng các đường cong logarit $c_{pm} \ln \dfrac{T}{T_{bh}}$, các đường này nằm càng cao khi áp suất quá trình quá nhiệt càng cao. Đường $a - a_1$ phản ánh quá trình sinh hơi ở áp suất vượt hơn áp suất tới hạn.

Đường đẳng áp tới hạn $a - a_2$ trong đồ thị T-s đi qua điểm tới hạn và tại điểm này đường cong có điểm uốn. Các đường đẳng áp trước tới hạn trong vùng hai pha nằm ngang trên đồ thị T-s bởi vì trong vùng này các đường đẳng áp trùng với các đường đẳng nhiệt và các đường cong trên tới hạn có các điểm uốn.

Hình 1.11. Đồ thị T-s của hơi nước

Thông thường đối với các tính toán kỹ thuật, các nhánh bên dưới của các đường đẳng áp dưới tới hạn ab_2, ab_3 ... được thay bằng đường cong biên giới

hạn dưới, nghĩa là nhiệt dung riêng của nước c_p trong vùng dưới tới hạn không phụ thuộc vào áp suất và các đường đẳng áp đun nóng nước khi nhỏ hơn áp suất tới hạn sẽ trùng với đường cong biên giới hạn dưới.

Các điểm d_1, d_2, ... trên các đường đẳng áp quá nhiệt hơi được xác định theo nhiệt độ quá nhiệt (T_2, T_3 ...). Như vậy các quá trình biến đổi nước thành hơi quá nhiệt khi đun nóng nước từ 0^oC ở áp suất không đổi được biểu diễn trên đồ thị *T-s* bằng một loạt các đường gãy khúc a-b_2-c_2-d_2, a-b_3-c_3-d_3 ...

Diện tích nằm dưới các vùng tương ứng của các đường này thể hiện lượng nhiệt năng cấp cho nước (hoặc hơi) trong các quá trình. Diện tích nằm dưới khoảng nằm ngang của đường đẳng áp dưới tới hạn (ví dụ như $s_1'b_2'c_2's_2''s_1'$) bằng $T_2'.(s_2'' - s_1'')$ là nhiệt hóa hơi r ở tại áp suất đó p_2.

Đồ thị *T-s* đối với hơi nước được sử dụng để phân tích các chu trình có hơi nước làm môi chất. Để thực hiện các tính toán nhiệt kỹ thuật sử dụng đồ thị hơi nước *i-s*, sơ đồ được biểu diễn trên hình 1.12. Đồ thị này được xây dựng trong hệ trục tọa độ *i-s*, trên đó có các đường đẳng áp, đẳng tích, đẳng nhiệt, các đường biên giới hạn, các đường độ khô hơi cố định.

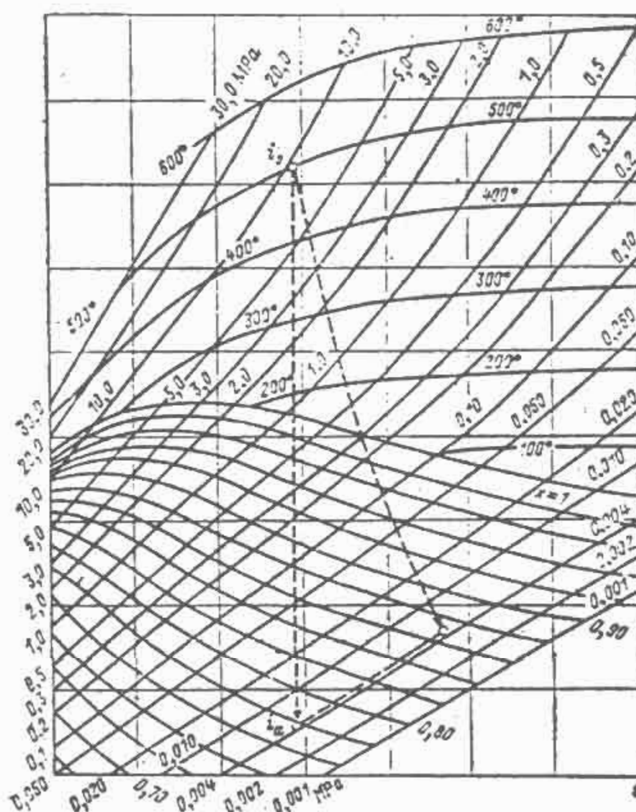
Đồ thị được xây dựng như sau: Với một giá trị áp suất ta cho các giá trị entropi khác nhau, và theo bảng tra các giá trị entanpi tương ứng rồi từ các giá trị đó theo tỷ lệ trong hệ tọa độ *i-s* ta dựng theo các điểm này đường cong áp suất - tức đường đẳng áp. Tương tự như vậy ta dựng các đường đẳng áp đối với các giá trị áp suất khác.

Các đường cong biên giới hạn được xây dựng theo các giá trị tương ứng s', s'', i', i'' - lấy theo bảng hơi nước ở các áp suất khác nhau.

Để xây dựng đường đẳng nhiệt đối với một giá trị nhiệt độ nào đó cần tìm theo bảng một loạt các giá trị i và s ở các giá trị áp suất khác nhau ở cùng một nhiệt độ đã cho. Nối các điểm nhận được với nhau ta được đường đẳng nhiệt, tương tự như vậy đối với các giá trị nhiệt độ khác và ta được một loạt các đường đẳng nhiệt. Cần lưu ý rằng cách xây dựng đường đẳng nhiệt này chỉ cần đối với vùng hơi quá nhiệt bởi vì trong vùng hơi ẩm các đường đẳng nhiệt đã trùng với các đường đẳng áp. Tại các điểm giao của các đường này với đường cong biên giới hạn trên thì các đường đẳng áp và đẳng nhiệt bắt đầu tách nhau

ra: đường đẳng áp dựng đi lên, đường đẳng nhiệt thoai thoải ra. Trạng thái hơi quá nhiệt được xác định trong đồ thị *i-s* bởi hai thông số: hoặc nhiệt độ và áp suất, hoặc entanpi và áp suất.

Quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch trong đồ thị *i-s* được biểu diễn bằng đường thẳng đứng. Điều này cho phép bằng đồ thị xác định được trạng thái cuối của hơi nước ở quá trình đoạn nhiệt nếu chỉ biết một trong các thông số của trạng thái cuối: áp suất, nhiệt độ, hoặc entanpi. Trong vùng hơi ẩm có các đường với độ khô không đổi. Trạng thái của hơi ẩm được xác định tại giao của đường đẳng nhiệt với đường thẳng độ khô không đổi. Trên đồ thị *i-s* cũng có các đường đẳng tích (mắt lưới đẳng tích). Đồ thị *i-s* giúp cho việc giải quyết các bài toán thực tế, được sử dụng rộng rãi trong tính toán tuabin hơi và sơ đồ nhiệt các thiết bị năng lượng.



Hình 1.12. Đồ thị *i-s* của hơi nước

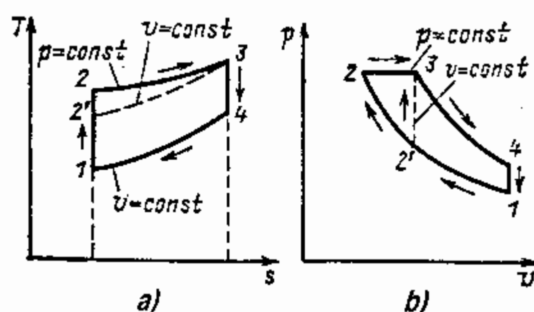
1.5. CHU TRÌNH ĐỘNG CƠ NHIỆT

Nghiên cứu các chu trình động cơ nhiệt đã đưa ra những điều kiện làm việc hiệu quả của chúng.

Chu trình lý tưởng Carno với môi chất khí về mặt kỹ thuật không thực hiện được vì thực tế không thể cấp và lấy nhiệt năng trong quá trình đẳng nhiệt.

1.5.1. Chu trình động cơ đốt trong

Trong động cơ đốt trong thực hiện các chu trình mà ở đó nhiệt năng được lấy trong quá trình $v = const$ (đường *1-4*), còn cấp nhiệt khi hoặc $p = const$ (đường *2-3*) (chu trình điêzen), hoặc $v = const$ (đường *2-3*) (chu trình động cơ cacbuarato). Trên hình 1.13 biểu diễn hai chu trình lý tưởng trong đồ thị *T-s* và *p-v*. Tuy nhiên cần lưu ý rằng các động cơ này chỉ sử dụng trong giao thông và không có ứng dụng rộng rãi trong các thiết bị năng lượng.



Hình 1.13. Quá trình lý tưởng động cơ đốt trong
a - đồ thị *T-s*; b - đồ thị *p-v*

1.5.2. Chu trình thiết bị tuabin khí

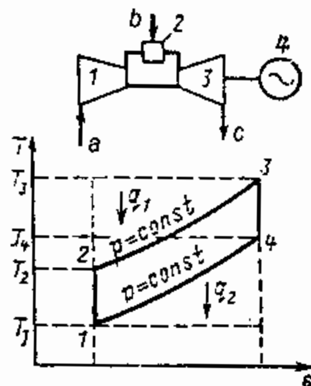
Chu trình thiết bị tuabin khí (hình 1.14) khác với chu trình động cơ điêzen ở chỗ lấy nhiệt năng được thực hiện ở áp suất không đổi. Chu trình này gồm các quá trình sau:

Quá trình nén đoạn nhiệt tương ứng với sự nén không khí trong máy nén không khí (đường *1-2*);

Quá trình cấp nhiệt đẳng áp tương ứng với quá trình cháy nhiên liệu trong buồng đốt ở áp suất không đổi (đường *2-3*);

Quá trình giãn nở đoạn nhiệt tương ứng với sự giãn nở sản phẩm cháy trong tuabin khí (đường *3-4*);

Quá trình đẳng áp cuối cùng tỏa nhiệt từ môi chất (đường *4-1*).



Hình 1.14. Chu trình và sơ đồ thiết bị tuabin khí
a - cấp không khí; b - cấp nhiên liệu; c - thoát khí;
1 - máy nén khí; 2 - buồng đốt; 3 - tuabin; 4 - máy phát

Theo những điều đã trình bày, hiệu suất nhiệt của thiết bị được xác định từ biểu thức:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

Đối với chu trình đang khảo sát, biểu thức này có thể được viết dưới dạng:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \qquad (1.68)$$

Giản ước c_p và đưa ra ngoài ngoặc T_1 – trên tử số, T_2 - dưới mẫu số, ta có:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Đối chiếu với các quá trình đoạn nhiệt *1-2* và *3-4* suy ra $p_1v_1^k = p_2v_2^k$ và $p_3v_3^k = p_4v_4^k$, hoặc là:

$$\frac{p_1 v^k{}_2}{p_4 v^k{}_4} = \frac{p_2 v^k{}_2}{p_3 v^k{}_3}$$

do: $p_1 = p_4$ và $p_2 = p_3$ nên:

$$\frac{v_1}{v_4} = \frac{v_2}{v_3}$$

Đối với các quá trình đẳng áp 2-3 và 4-1:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} \quad \text{và} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{v_4}{v_1}$$

Cùng với các biểu thức này và đẳng thức về thể tích ở trên, có thể viết:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

và cuối cùng:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{T_2 / T_1} \qquad (1.69)$$

Do từ phương trình đoạn nhiệt:

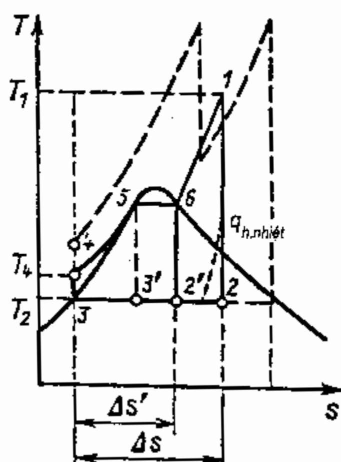
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

nên phương trình đối với hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí có thể viết dưới dạng:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \qquad (1.70)$$

trong đó: $\lambda = p_2/p_1$ - độ tăng áp suất trong thiết bị tuabin khí; $\varepsilon = v_1/v_2$ - độ nén không khí.

Từ công thức (1.70) có thể rút ra kết luận rằng: Hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí với sự cấp nhiệt ở áp suất không đổi sẽ tăng lên cùng với sự tăng của độ nén không khí (*ε = 10, η_t = 43,5%*).



Hình 1.15. Chu trình động lực hơi trong đồ thị *T-s*.

Để sản xuất điện năng, được ứng dụng rộng rãi hiện nay là máy hơi - sử dụng hơi nước làm môi chất.

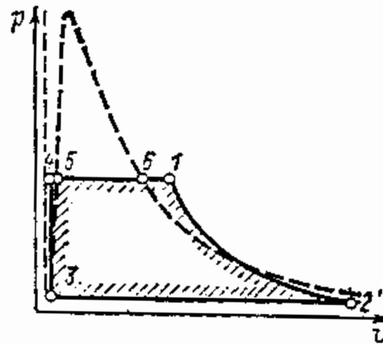
Trên hình 1.15 biểu diễn quá trình Carno đối với hơi bão hòa (*5-6-2'-3'-5*). Vì đối với hơi bão hòa đường đẳng áp trùng với đường đẳng nhiệt, nên thực hiện việc cấp và lấy nhiệt năng trong quá trình đẳng nhiệt là không khó khăn. Tuy nhiên việc nén môi chất hai pha (hơi nước ẩm theo đường đoạn nhiệt *3'-5*) khó thực hiện và sẽ có tổn hao lớn. Do đó việc lấy nhiệt năng đẳng nhiệt chỉ thực hiện tới điểm *3*, tức là tới khi ngưng tụ hoàn toàn hơi. Chu trình động lực hơi nhận được *5-6-2'-3-4-5* đối với hơi bão hòa gọi là chu trình Rankin.

Trên hình 1.16 biểu diễn chu trình lý tưởng Rankin với quá trình thuận nghịch. Cấp nhiệt năng thực hiện theo đường đẳng áp trên đoạn *4-5* tương ứng với đun nước tới nhiệt độ bão hòa, và trên đoạn *5-6* tương ứng với việc sinh hơi; đoạn *6-2* tương ứng với giãn nở hơi trong tuabin đẳng entropi; đoạn *2-3* - dẫn nhiệt năng tới nguồn lạnh (ngưng hơi) và *3-4* – nén nước từ áp suất cuối đến áp suất đầu.

Tổn thất nhiệt năng trong nguồn lạnh:

$$q_2 = T_2 \Delta s' = i_{2'} - i_3$$

ở đây: $\Delta s' = s_{2'} - s_3$.



Hình 1.16. Chu trình Rankin với quá nhiệt hơi trong đồ thị *p-v*

Trên đoạn *3-4* thực hiện quá trình nén, và kết quả là entanpi tăng lên tới i_4. Nhiệt năng cung cấp trong chu trình bằng $q_1 = i_6 - i_4$ và công thực hiện bởi tuabin $l = i_6' - i_2$.

Biết tất cả các đại lượng đã nói trên ta có thể dễ dàng tính được hiệu suất của chu trình:

$$\eta_t = \frac{l_{ci}}{p_1} = \frac{(i_6 - i_2') - (i_4 - i_3)}{(i_6 - i_3) - (i_4 - i_3)} \qquad (1.71)$$

trong đó l_{ci} - công có ích của chu trình. $i_4 - i_3$ - công của bơm.

Nếu không tính đến công của bơm thì hiệu suất nhiệt bằng:

$$\eta_t \approx \frac{i_6 - i_2'}{i_6 - i_3} \qquad (1.72)$$

Hơi bão hòa được ứng dụng rộng rãi trong nhà máy điện nguyên tử với các lò phản ứng hạt nhân kiểu nước - nước và nước - graphit.

Trong các nhà máy nhiệt điện thông thường chu trình Rankin đối với hơi quá nhiệt được biểu diễn trên hình 1.15. Cung cấp nhiệt năng để thực hiện quá nhiệt hơi được thực hiện trong đoạn *6-1*. Sự giãn nở đẳng entropi hơi nước trong tuabin tương ứng với đoạn *1-2*, và lấy nhiệt năng trong đoạn *2-3*.

Do tính không thể nén được của chất lỏng, quá trình trong bơm được biểu diễn bằng đường đẳng tích *3-4*, điểm trên cùng *4* được xác định bởi giá trị áp suất trong lò hơi. Các quá trình tiếp theo (đun nóng nước tới nhiệt độ bão hòa *4-5*, quá trình sinh hơi *5-6*, và quá nhiệt *6-1*) trong chu trình lý tưởng diễn ra ở áp suất cố định p_1. Sự giãn nở hơi trong tuabin diễn ra theo đường đoạn nhiệt *1-2* và lấy (tỏa) nhiệt (ngưng hơi) theo đường đẳng nhiệt *2-3*.

Tính kinh tế của quá trình Rankin tăng lên cùng với sự tăng của giá trị các thông số hơi ban đầu và giảm đi của các áp suất đầu cuối (xem chương 8). Để tăng hiệu suất nhiệt có thể áp dụng quá nhiệt trung gian. Hơi nước sau khi giãn nở từng phần trong tuabin (hình 1.15 - đường đứt nét) lại được đưa đi quá nhiệt tới nhiệt độ ban đầu, sau đó được đưa vào tuabin và giãn nở tới áp suất cuối.

Quá trình quá nhiệt trung gian hơi đồng thời cũng làm giảm độ ẩm trong các tầng cuối của tuabin.

Một cách tăng có hiệu quả tính kinh tế của chu trình Rankin là đun nóng hoàn nhiệt nước cấp. Quá trình đun nóng (đường *4-5* hình 1.15) được thực hiện bởi hơi nước trích ra từ các điểm trung gian của quá trình giãn nở (đường *1-2*). Chu trình đun nóng nước bằng hơi trích được gọi là quá trình hoàn nhiệt. Quá trình này khá phức tạp và bao gồm một số các chu trình đối với các dòng hơi khác nhau. Dòng hơi cơ bản được giãn nở trong tuabin (đường *1-2*) và truyền nhiệt năng cho nguồn lạnh (đường *2-3*). Các dòng hơi khác đi tới các điểm trích để đun nóng hoàn nhiệt nước cấp (đường *4-5*), sau khi giãn nở trong tuabin chúng truyền nhiệt năng $q_{hnhiệt}$ không phải cho nguồn lạnh mà cho nước cần đun nóng. Những dòng hơi này thực hiện các quá trình không có tiêu hao nhiệt năng trong nguồn lạnh, kết quả là hiệu suất nhiệt của chu trình hoàn nhiệt cao hơn hiệu suất nhiệt của quá trình Rankin.

Thông thường đun nóng hoàn nhiệt nước được thực hiện không phải tới nhiệt độ sôi (điểm *5*), mà thường nhỏ hơn. Khi đó lượng hơi đi tới đun nóng nước khoảng 25 - 35%, còn hiệu suất sẽ tăng thêm khoảng 10 - 12%.

Chi tiết về quá trình đun nóng hoàn nhiệt nước được trình bày ở chương 8.

Chương 2

CƠ SỞ TRAO ĐỔI NHIỆT

2.1. CÁC DẠNG TRAO ĐỔI NHIỆT

Trao đổi nhiệt là quá trình truyền nội năng thuận nghịch tự phát sinh trong không gian và được quy ước bằng chênh lệch nhiệt độ.

Các thiết bị năng lượng được đặc trưng bởi sự đa dạng các quá trình trao đổi nhiệt. Trong khi tạo hơi sự trao đổi nhiệt được thực hiện giữa ngọn lửa của nhiên liệu cháy và các bề mặt tạo hơi. Thiết bị sinh hơi trong nhà máy điện nguyên tử là các thiết bị trao đổi nhiệt trong đó chất tải nhiệt (nước nóng, khí cháy, kim loại nóng chảy) truyền nhiệt năng sinh ra từ lò phản ứng cho nước.

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt, nhiệt năng được truyền từ môi trường cháy tới môi trường cần làm nóng bằng cách hoặc thông qua các vách ngăn - được gọi là bề mặt đun nóng hoặc làm lạnh (tùy theo mục đích, chức năng), hoặc là trộn các dòng môi chất có nhiệt độ khác nhau.

Điều kiện cần để truyền nhiệt năng từ một vật tới vật khác hoặc từ một phần của vật tới phần khác như đã biết là phải có sự chênh lệch nhiệt độ: nhiệt chỉ có thể truyền từ vùng có nhiệt độ cao hơn tới vùng có nhiệt độ thấp hơn, ngoài ra nó có thể truyền bằng ba cách: dẫn nhiệt, đối lưu và bức xạ.

Dẫn nhiệt là quá trình di chuyển các phần tử nhiệt trong một môi trường đặc và được đặc trưng bởi trường nhiệt độ (gradien nhiệt độ), nghĩa là sự dẫn nhiệt được xác định bởi sự chuyển động nhiệt của các vi hạt vật chất (các phần tử nhỏ bé của vật) (chuyển động của các phân tử, nguyên tử, ion, điện tử). Sự trao đổi năng lượng giữa các phần tử chuyển động xảy ra khi chúng va

chạm vào nhau; khi đó các phân tử của các phần tử nóng hơn sẽ truyền một phần năng lượng của mình cho các phần tử bên cạnh. Sự truyền năng lượng trong chất khí được thực hiện bằng sự khuếch tán các phân tử và nguyên tử, còn trong chất lỏng và điện phân rắn thì bằng các sóng; trong kim loại việc chuyển năng lượng thực hiện bằng các mạng ion dao động và khuếch tán các điện tử tự do. Tuy nhiên trong lý thuyết dẫn nhiệt cũng như trong nhiệt động học không đi sâu nghiên cứu chuyển động của các vi hạt cấu trúc mà chỉ dựa trên cơ sở phân tích các quá trình vĩ mô.

Đối lưu nhiệt được hiểu là quá trình truyền nhiệt từ một phần không gian này tới phần khác bằng cách di chuyển các thể tích chất lỏng hoặc chất khí trong trường hợp trong không gian có sự phân bố nhiệt không đồng nhất. Theo nguyên nhân gây ra sự chuyển động (di chuyển), đối lưu có thể là tự do (tự nhiên), hoặc cưỡng bức nhờ tác động của ngoại lực. Chuyển động tự nhiên của chất lỏng hoặc khí, và như vậy là đối lưu nhiệt được thực hiện bởi sự chênh lệch mật độ của môi trường được làm nóng không đều; chuyển động cưỡng bức được thực hiện bởi các thiết bị tăng áp (như quạt, máy nén, bơm...).

Từ những lập luận trên thấy rằng, lượng nhiệt năng được trao đổi bởi đối lưu có mối liên hệ trực tiếp với vận tốc chuyển động của môi trường. Nhiệt năng được truyền đi chủ yếu nhờ sự chuyển động của chất lỏng hoặc khí, và một phần nhiệt năng lan truyền nhờ sự trao đổi năng lượng giữa các vi hạt tức nhờ dẫn nhiệt. Dẫn nhiệt là một phần không tách rời với đối lưu. Quá trình đồng thời đối lưu nhiệt và dẫn nhiệt được gọi là quá trình *trao đổi nhiệt đối lưu*.

Dạng truyền nhiệt thứ ba là *bức xạ nhiệt* – đó là quá trình biến đổi nội năng - nhiệt năng của vật chất thành năng lượng các tia (năng lượng bức xạ) và truyền vào môi trường xung quanh. Khi nung nóng một vật, một phần nhiệt năng do sự chuyển động nhiễu loạn của các nguyên tử chuyển thành năng lượng bức xạ. Chất tải năng lượng bức xạ là các sóng điện từ hoặc các photon (lượng tử).

Trong các thiết bị năng lượng nhiệt diễn ra quá trình trao đổi nhiệt khá phức tạp với tất cả các dạng lan truyền nhiệt năng.

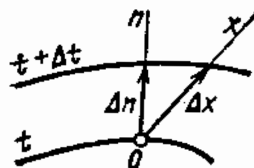
2.2. DẪN NHIỆT

Khi truyền nhiệt bằng dẫn nhiệt, nhiệt độ của môi chất thay đổi theo không gian và thời gian. Tập hợp các giá trị nhiệt độ tức thời tại tất cả các điểm trong không gian đang khảo sát được gọi là trường nhiệt độ.

Nếu nhiệt độ chỉ là hàm số của các tọa độ không gian *x*, *y*, *z* thì trường nhiệt độ đó được gọi là trường nhiệt độ xác lập (hay thường gọi là ổn định). Ngoài ra nhiệt độ của mỗi điểm vật chất còn phụ thuộc vào thời gian, tức là $t = f(x, y, z, t)$ và khi đó trường nhiệt độ được gọi là trường không xác lập (thường gọi là không ổn định). Vị trí hình học các điểm có cùng nhiệt độ được gọi là mặt đẳng nhiệt.

Nếu lấy hai mặt đẳng nhiệt gần nhau (hình 2.1) có nhiệt độ là t và $t + \Delta t$, có thể quan sát sự thay đổi nhiệt độ bằng cách di chuyển điểm O theo chiều *x*. Sự thay đổi nhiệt độ lớn nhất trên một đơn vị chiều dài sẽ nằm theo phương pháp tuyến *n* (vuông góc) với các mặt đẳng nhiệt. Giới hạn tỷ lệ giữa sự thay đổi nhiệt độ Δt với khoảng cách giữa các mặt đẳng nhiệt theo phương pháp tuyến *n* gọi là *gradien nhiệt độ*.

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} \qquad (2.1)$$



Hình 2.1. Xác định gradien nhiệt độ

Gradien nhiệt độ là một đại lượng véctơ có hướng trùng với hướng của pháp tuyến tới bề mặt đẳng nhiệt, chiều dương của véctơ là chiều nhiệt độ tăng lên.

Lượng nhiệt năng *Q* (W) đi qua bề mặt đẳng nhiệt *F* trong một đơn vị thời gian gọi là *dòng nhiệt*.

Dòng nhiệt *q* trên 1 m^2 bề mặt được gọi là dòng nhiệt riêng, W/m^2, hay mật độ dòng nhiệt, hoặc tải trọng nhiệt của bề mặt nung nóng:

$$q = \frac{Q}{F} \tag{2.2}$$

Q và q là các đại lượng véctơ có hướng theo hướng của pháp tuyến tới bề mặt đẳng nhiệt, chiều dương là chiều giá trị nhiệt độ giảm. Véctơ dòng nhiệt và gradien nhiệt có chiều ngược nhau.

Định luật dẫn nhiệt cơ bản được nhà vật lý người Pháp Fourier phát biểu như sau: *Mật độ dòng nhiệt tỷ lệ với gradien nhiệt độ:*

$$q = -\lambda \text{grad}t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \tag{2.3}$$

Dấu âm trong phương trình (2.3) thể hiện nhiệt năng truyền theo hướng giảm gradien nhiệt độ và do đó số gia của nhiệt độ theo hướng này có giá trị âm.

Trong phương trình (2.3), λ là hệ số tỷ lệ và được gọi là *hệ số dẫn nhiệt*. Hệ số này có giá trị bằng nhiệt năng truyền bằng cách dẫn nhiệt trong thời gian 1 giây từ 1 m^2 một bề mặt đẳng nhiệt tới 1 m^2 bề mặt đẳng nhiệt khác nằm cách đó 1 m khi độ chênh lệch nhiệt độ giữa hai bề mặt này là 1 K, nghĩa là W/(m.K).

Đối với các vật liệu khác nhau hệ số λ được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc vào bản chất và nhiệt độ của vật. Với đại đa số các vật liệu, sự phụ thuộc này là tuyến tính:

$$\lambda_t = \lambda_0 \left[1 + b(t - t_0)\right] \tag{2.4}$$

ở đây λ_0 và λ_t – giá trị hệ số dẫn nhiệt tương ứng ở nhiệt độ t_0 và t; b - hệ số được xác định từ thực nghiệm.

Các kim loại có hệ số dẫn nhiệt lớn hơn cả (bạc: 410, đồng: 360, thép: 45 ÷ 55 W/m.K). Các vật liệu xây dựng có hệ số dẫn nhiệt thấp: bê tông:13; gạch: 0,75; cát khô: 0,3 ÷ 0,4; kính: 0,75 W/(m.K).

Các vật liệu có hệ số dẫn nhiệt đặc biệt nhỏ được sử dụng làm vật liệu cách nhiệt như: amiăng: 0,15 ÷ 0,2 W/(m.K); tấm lie , phớt, than bùn: 0,05 ÷0,1 W/(m.K). Chất khí có độ dẫn nhiệt rất kém: λ = 0,006 ÷ 0,6 W/(m.K).

Dẫn nhiệt của vách phẳng và trụ

Đối với một vách phẳng đồng nhất, các mặt đầu mút là cách nhiệt, còn các mặt kia là các mặt đẳng nhiệt với nhiệt độ t_{c1} và t_{c2}, công suất dòng nhiệt truyền qua vách theo phương pháp tuyến với bề mặt vách bằng:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dn} \qquad (2.5)$$

Trong trường hợp đang xét, phương pháp tuyến trùng với trục x và $\frac{dt}{dy} = \frac{dt}{dz} = 0$, do đó:

$$dt = -\frac{Q}{\lambda F} dx$$

Tích phân biểu thức này theo độ dày của vách δ, ta có:

$$\int_{t_{c1}}^{t_{c2}} dt = -\frac{Q}{\lambda F} \int_0^{\delta} dx ;$$

$$t_{c2} - t_{c1} = -\frac{Q}{\lambda F} \delta$$

hay:

$$Q = \lambda F \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} \qquad (2.6)$$

Từ đó mật độ dòng nhiệt khi truyền nhiệt qua vách phẳng bằng dẫn nhiệt tỷ lệ thuận với hiệu nhiệt độ và tỷ lệ nghịch với độ dày của vách:

$$q = \lambda \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} \qquad (2.7)$$

Viết biểu thức này dưới dạng tương tự định luật Ôm trong kỹ thuật điện và đưa vào khái niệm nhiệt trở ta có:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R} \qquad (2.8)$$

trong đó: $R = \delta/\lambda$ - nhiệt trở dẫn nhiệt của vách.

Đối với các vách phức tạp tạo thành từ *n* lớp ép sát nhau và không có khe hở giữa chúng, nhiệt trở của vách bằng tổng nhiệt trở dẫn nhiệt của từng lớp:

$$R = \sum_{1}^{n} R_i = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} \tag{2.9}$$

và mật độ dòng nhiệt có thể được tính theo công thức:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{R} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \tag{2.10}$$

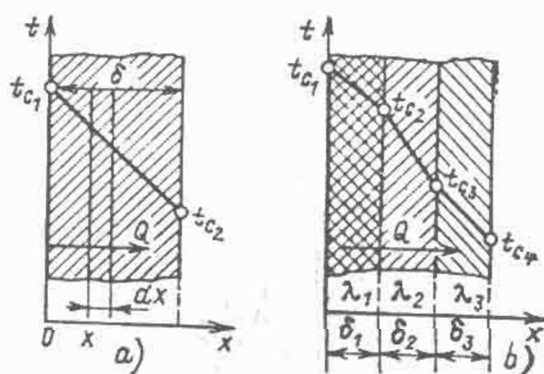
Từ các biểu thức (2.8), (2.9), (2.10) ta có thể xác định sự thay đổi nhiệt độ của vách phẳng khi có một lượng nhiệt năng truyền qua nó.

Đối với vách một lớp:

$$\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2} = q\frac{\delta}{\lambda} \tag{2.11}$$

Đối với vách nhiều lớp:

$$\Delta t_c = qR = q\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} \tag{2.12}$$



Hình 2.2. Phân bố nhiệt độ trong vách phẳng
a - một lớp; b - nhiều lớp

Sự phân bố nhiệt độ bên trong vách được biểu diễn bằng đường thẳng đối với vách một lớp và đường gẫy khúc đối với vách nhiều lớp (hình 2.2). Sự gẫy

khúc của đường được xác định bởi hệ số dẫn nhiệt của vật liệu từng lớp. Các hệ số dẫn nhiệt được xác định bằng thực nghiệm và cho trong các sổ tay tra cứu.

Khi truyền nhiệt bằng dẫn nhiệt qua vách trụ (ví dụ như vách các ống), theo định luật Fourier ta có:

$$dt = -\frac{Q}{2\pi r l}\frac{dr}{\lambda} \tag{2.13}$$

trong đó r - đường kính ống.

Dòng nhiệt hướng theo bán kính từ tâm tới mặt ngoài và bề mặt là $F = 2\pi rl$, trong đó l là chiều dài hình trụ.

Tích phân (2.13) ta có:

$$t_{c1} - t_{c2} = -\frac{Q}{2\pi l\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1} \tag{2.14}$$

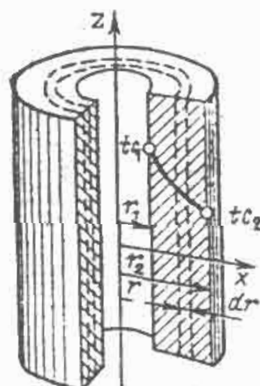
trong đó: r_2 – bán kính mặt ngoài vách trụ; r_1 – bán kính mặt trong vách trụ.

Từ (2.14) nhiệt trở dẫn nhiệt của lớp trụ bằng:

$$R = -\frac{Q}{2\pi l\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}$$

hay:

$$R = \frac{1}{2\pi l}\sum_{i=1}^{i=n}\frac{1}{\lambda_i \ln\frac{r_{i+1}}{r_i}} \tag{2.15}$$



Hình 2.3. Phân bố nhiệt độ trong vách trụ

Nhiệt độ phân bố trong vách trụ một lớp rõ ràng từ công thức (2.14) là đường cong logarit và được thể hiện trên hình 2.3.

2.3. TRAO ĐỔI NHIỆT ĐỐI LƯU

Khi chất lỏng hoặc chất khí chuyển động, sự trao đổi nhiệt xảy ra do dẫn nhiệt và đối lưu, tức là sự chuyển dời nhiệt năng bởi một khối chất lỏng hoặc chất khí với nhiệt độ cao hơn và khi chuyển động sẽ thay chỗ cho khối chất có nhiệt độ thấp hơn. Mật độ dòng nhiệt (quy ước bởi sự dẫn nhiệt) có thể được xác định theo công thức Fourier, còn dòng đối lưu nhiệt năng được tính bằng tích của vận tốc khối chất lỏng hoặc khí $\rho\omega_x$ với nhiệt dung riêng và nhiệt độ chất lỏng (được tính từ một mức nào đó):

$$q = \rho\omega_x c_p (t - t_0) \tag{2.16}$$

Dòng đối lưu liên quan trực tiếp với vận tốc chuyển động của chất lỏng dọc theo trục ω_x. Do đó sự phân bố vận tốc và nhiệt độ trong một tiết diện khi chất lỏng chuyển động không chỉ phụ thuộc vào tính chất vật lý của chất lỏng mà còn phụ thuộc vào đặc tính và vận tốc của chuyển động. Chuyển động của chất lỏng phụ thuộc vào nguyên nhân gây ra nó, và như đã biết nó có thể là tự nhiên hoặc cưỡng bức.

Ngoài ra chuyển động của chất lỏng có thể mang tính chảy tầng hoặc chảy rối. Khi chảy tầng (hoặc lớp), các dòng chất lỏng tại một tiết diện ngang lặp theo hình dạng của kênh chảy hoặc vách tường. Vì có độ nhớt nên vận tốc chất lỏng khác nhau theo các vị trí trong tiết diện ngang. Nhưng vận tốc tại các điểm ở chế độ vận tốc xác lập (không đổi) là cố định theo thời gian, tức là các luồng của dòng chảy phân bố theo trình tự. Ở dòng chảy tầng trong ống biểu đồ vận tốc là hình parabôn (hình 2.4a), tỷ lệ giữa vận tốc lớn nhất trên vận tốc nhỏ nhất là bằng hai.

Ở dòng chảy rối trong ống diễn ra sự dịch chuyển không đổi: các luồng chảy xuất hiện hỗn loạn và dịch chuyển cùng nhau, do đó không thể nhìn thấy các luồng chảy riêng rẽ. Vận tốc chất lỏng ở mỗi điểm luôn thay đổi, có các xung động và thay đổi về độ lớn cũng như hướng. Ở dòng chảy rối đối với mỗi điểm do đó cần phải lấy giá trị vận tốc trung bình. Véctơ vận tốc của một tập

hợp nào đó các phần tử có thể được chia thành hai thành phần: thành phần vận tốc trung bình theo thời gian, tương ứng với sự dịch chuyển theo trình tự chất lỏng trong hướng chuyển động ω_{tb} và thành phần vận tốc xung động ω', thay đổi theo độ lớn và hướng. Nếu vận tốc xung được tính trung bình trong một khoảng thời gian dài thì nó được tính là bằng 0.

Hình 2.4. Biểu đồ vận tốc

a - với chuyển động tầng; b - với chuyển động rối

Mặt cắt biểu diễn vận tốc trung bình ở chuyển động rối có dạng với chuyển động tầng như hình 2.4b và được đặc trưng bởi sự thay đổi đột ngột gradien vận tốc ở gần bề mặt ống. Tỷ lệ ω_{max}/ω_{tb} đối với cả tiết diện bằng khoảng 1,2 ÷ 1,3.

Đặc tính chuyển động của chất lỏng phụ thuộc vào các thông số mà tập hợp các thông số này có thể được thiết lập dưới dạng tiêu chuẩn không thứ nguyên và được gọi theo tên của nhà nghiên cứu thủy động học nổi tiếng Reynolds:

$$Re = \omega d_{td} / \nu \qquad (2.17)$$

trong đó ω - vận tốc trung bình của dòng chảy, m/s; d_{td} - đường kính tương đương của kênh chảy; ν - hệ số nhớt động học, m/s^2.

Đối với chế độ chảy tầng $Re < 2300$, đối với dòng chảy rối $Re > 1.10^4$ (các giá trị nằm giữa hai khoảng này tương ứng với dòng chảy không bền vững).

Nếu dòng chuyển động là chảy tầng, sự lan tỏa nhiệt năng từ vách kênh tới chất lỏng hoặc ngược lại theo đường vuông góc tới hướng chuyển động của dòng chảy sẽ diễn ra bởi sự dẫn nhiệt. Trong trường hợp chảy rối sự truyền

nhiệt diễn ra ngoài sự dẫn nhiệt còn xảy ra sự đối lưu với mức độ mạnh hơn nhiều. Từ đây suy ra rằng, hệ số trao đổi nhiệt ở chế độ chảy rối lớn hơn nhiều ở chế độ chảy tầng.

Xác định lượng nhiệt năng truyền từ chất lỏng cho vách và ngược lại là vấn đề rất khó khăn. Biết rằng lớp sát với bề mặt vách hầu như không chuyển động, do đó nhiệt năng được trao đổi chủ yếu bằng dẫn nhiệt và do đó dòng nhiệt tỷ lệ thuận với gradien nhiệt độ *dt/dy* theo phương pháp tuyến với vách, để xác định lượng nhiệt năng trao đổi có thể viết phương trình:

$$Q = \lambda F \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \to 0} \tag{2.18}$$

ở đây: y - khoảng cách tính từ tường vách;

F - bề mặt trao đổi nhiệt.

Như vậy lượng nhiệt năng có thể xác định được nếu biết chênh lệch nhiệt độ giữa chất lỏng và vách, và bề mặt trao đổi nhiệt. Newton và Richman đã chỉ ra rằng: *Lượng nhiệt năng truyền từ vách tới chất lỏng hoặc ngược lại tỷ lệ thuận với bề mặt trao đổi nhiệt và độ chênh nhiệt độ:*

$$Q = \alpha F \Delta t \tag{2.19}$$

ở đây Δt - hiệu nhiệt độ giữa mặt vách và chất lỏng; α - hệ số tỷ lệ - hay hệ số tỏa nhiệt (trao đổi nhiệt) giữa vách và chất lỏng.

Công thức (2.19) được gọi là công thức Newton - Richman.

Từ (2.18) và (2.19) bằng tính toán có thể xác định được hệ số tỏa nhiệt:

$$\alpha = \frac{\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \to 0}}{t_c - t_{cl}} \tag{2.20}$$

Trên thực tế việc xác định giá trị gradien nhiệt độ $\left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y \to 0}$ thường gặp khó khăn, vì cần phải tính được trường nhiệt độ, mà trường nhiệt độ lại phụ thuộc vào trường vận tốc.

Trong chế độ chảy tầng, có thể viết phương trình vi phân mô tả trường nhiệt độ của chất lỏng với các điều kiện biên. Tuy nhiên giải phương trình này khá phức tạp và để có lời giải của nó bằng giải tích là rất khó khăn, đặc biệt là với sự chuyển động của chất lỏng trong điều kiện thực tế. Với chế độ chảy tầng, chỉ riêng việc tiếp cận vấn đề này về mặt lý thuyết cũng khó khăn.

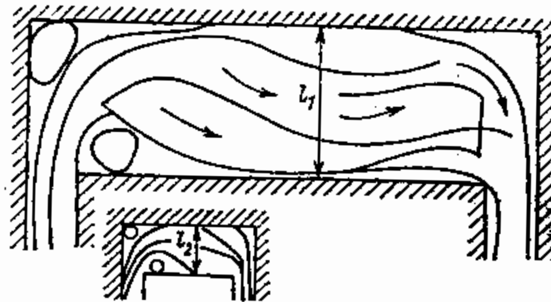
Do vậy, để xác định lượng nhiệt năng truyền từ vách tới chất lỏng hoặc ngược lại người ta sử dụng phương trình (2.19), tất cả những khó khăn khi tính toán sẽ tập trung cho việc tính toán hệ số tỏa nhiệt α. Hệ số này phụ thuộc vào nhiều yếu tố, như loại chất lỏng, chất khí, trạng thái của chúng, đặc tính và vận tốc của dòng chảy, độ lớn và hình dạng của bề mặt trao đổi nhiệt...

Ví dụ các giá trị hệ số tỏa nhiệt đối với các trường hợp khác nhau, $W/(m^2.K)$:

Chất khí ở chế độ đối lưu tự nhiên:	5 - 100
Chất khí chuyển động trong hoặc giữa các ống:	10 - 5000
Hơi nước trong ống của thiết bị quá nhiệt hơi:	100 - 2000
Nước ở chế độ đối lưu tự nhiên:	100 - 1000
Nước khi chuyển động trong ống:	500 - 10000
Nước khi sôi (có bọt)	20000 - 40000
Hơi nước khi ngưng hơi	4000 - 15000

Tuy nhiên từ thực nghiệm chỉ có thể tìm được hệ số tỏa nhiệt mỗi lần với một môi trường cụ thể, với những điều kiện khi thực nghiệm. Vì vậy để chuyển những giá trị nhận được mở rộng sử dụng cho những môi trường làm việc khác và điều kiện thực nghiệm khác, để xác định giá trị hệ số tỏa nhiệt người ta sử dụng lý thuyết đồng dạng.

Lý thuyết đồng dạng các quá trình vật lý có sự phát triển mạnh nhờ những công trình của M. V. Kirpitrov, A. A. Gurman, M. A. Mikhiep ... Ở đây xuất phát điểm là mỗi quá trình vật lý đều có thể được mô tả bằng một phương trình toán lý (thường là phương trình vi phân), cho phép thiết lập các yếu tố ảnh hưởng tới giá trị cần tìm, tức dạng chung của phương trình.



Hình 2.5. Đồng dạng thủy động dòng chảy

Lấy ví dụ hai kênh đồng dạng về hình học (hình 2.5), trong chúng chuyển động các chất lỏng khác nhau với vận tốc khác nhau. Các hiện tượng thủy động sẽ đồng dạng với nhau nếu đối với các điểm tương tự trong cùng không gian tuân theo quy luật tỷ lệ về vận tốc và các tính chất vật lý như mật độ, độ nhớt,... tức là:

$$\frac{l_1}{l_2} = k_l; \qquad \frac{\omega_1}{\omega_2} = k_\omega; \qquad \frac{\mu_1}{\mu_2} = k_\mu; \qquad \frac{\rho_1}{\rho_2} = k_\rho$$

Các hệ số k_l, k_ω, k_μ, k_ρ gọi là các hằng số đồng dạng.

Do đó nếu ta có đồng dạng trường vận tốc và trường tính chất vật lý của chất lỏng thì nghĩa là ta có đồng dạng thủy động.

Đồng dạng nhiệt của hai dòng chảy trong kênh được biểu diễn trên hình 2.5, trong trường hợp tỏa nhiệt đối lưu tự nhiên, ngoài quan sát sự đồng dạng hình học còn cần có sự quan sát đồng dạng vận tốc, các tính chất vật lý (như mật độ, độ nhớt...) và đồng dạng trường nhiệt độ.

Như vậy, các quá trình vật lý sẽ đồng dạng nếu: thứ nhất chúng giống nhau về bản chất(*), nghĩa là về chất lượng là giống nhau và được mô tả bởi cùng những phương trình toán học; thứ hai, nếu chúng chảy trong những thiết bị (hệ thống) hình học giống nhau; thứ ba, nếu trường các đại lượng vật lý cùng tên đồng dạng. Trường nhiệt độ, vận tốc... có thể viết dưới dạng phương trình, ví dụ:

$$t = f(x, \tau, a, \lambda, t_{m.tr}, t_0, \delta) \tag{2.21}$$

(*) Nếu các hiện tượng vật lý khác nhau về bản chất thì chỉ có thể nói về sự tương tự vật lý của chúng, ví dụ như điện trở và nhiệt trở có thể coi là tương tự.

trong đó: x, τ, λ, t_0, δ - những ký hiệu đã dẫn ở trên; a - hệ số dẫn nhiệt; $t_{m.tr}$ - nhiệt độ môi trường xung quanh.

Vì có số lượng lớn các biến nên làm tăng thêm sự phức tạp khi tìm lời giải bằng giải tích của phương trình trên. Bài toán được giải quyết sẽ dễ dàng hơn khi ta nhóm tất cả các biến có thứ nguyên thành các tổ hợp (tiêu chuẩn). Ngoài tiêu chuẩn Reynolds (*Re*) đã nói trên, trong lý thuyết đồng dạng nhiệt thường sử dụng rộng rãi các tiêu chuẩn Nusselt (*Nu*), Prandtl (*Pr*), Grashoff (*Gr*), Euler (*Eu*) ...

Như vậy, trong trường hợp tổng quát, các hiện tượng sẽ đồng dạng khi các điều kiện đơn trị đồng dạng (kích thước hình học, điều kiện thời gian, điều kiện biên), và các tiêu chuẩn cùng tên được thiết lập từ những điều kiện đơn trị có giá trị giống nhau. Các tiêu chuẩn được thiết lập từ các điều kiện đơn trị gọi là các tiêu chuẩn xác định. Hay nói cách khác, các tiêu chuẩn xác định được thiết lập từ các đại lượng biến không phụ thuộc. Nếu một tiêu chuẩn có chứa đại lượng cần tìm thì nó được gọi là tiêu chuẩn không xác định.

Trên cơ sở lý thuyết đồng dạng và các tiêu chuẩn đồng dạng, có thể nhận được phương trình tiêu chuẩn và từ những phương trình này có thể tính được hệ số trao đổi nhiệt đối với nhiều loại hiện tượng. Các phương trình tiêu chuẩn đó nhận được đối với các điều kiện tỏa nhiệt khi môi chất chuyển động trong ống ở chế độ chảy tầng và chảy rối, khi chất lỏng chuyển động trong kênh có hình dạng khác, chuyển động chất lỏng dọc theo vách phẳng và trong trường hợp chuyển động ngang của dòng chảy khi chảy bám bên ngoài một ống hay một bó các ống, đồng thời cũng đối với trường hợp chuyển động tự do của chất tải nhiệt.

Ví dụ phương trình tiêu chuẩn khi chất lỏng chảy trong ống (chế độ chảy rối):

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0.8}\,Pr^{0.4}\,c_t c_l \tag{2.22}$$

Công thức (2.22) đúng với trường hợp $Re > 5.10^3$; $0{,}6 < Pr < 100$.

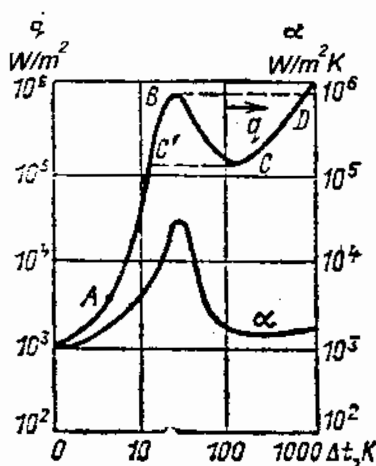
ở đây:

$Nu = \alpha d/\lambda$ - tiêu chuẩn Nusselt đặc trưng cho cường độ trao đổi nhiệt ở trên biên giới "chất lỏng - vách tường"; $Pr = \nu/a$ - tiêu chuẩn Prandtl đặc trưng

cho tính chất vật lý của chất lỏng ($a = \lambda/c\gamma$ - hệ số dẫn nhiệt độ, đặc trưng cho tốc độ thay đổi nhiệt độ của một chất dẫn nhiệt nào đó trong chế độ không ổn định; c_t c_l - số hiệu chỉnh có tính đến sự không đồng đều trường nhiệt độ theo tiết diện kênh và ảnh hưởng của chiều dài kênh). Dạng phương trình tiêu chuẩn như vậy còn áp dụng cho cả các loại hiện tượng và hình dáng bề mặt đốt nóng hoặc làm lạnh khác.

2.4. TRAO ĐỔI NHIỆT KHI SÔI VÀ NGƯNG TỤ HƠI

Trao đổi nhiệt khi nước sôi là một quá trình rất quan trọng xảy ra trong các nồi hơi, lò phản ứng hạt nhân và theo bản chất vật lý là quá trình rất phức tạp. Đặc điểm của quá trình sôi là sự hình thành tập hợp các bọt khí, sự lớn lên và bứt ra của chúng khỏi bề mặt đun nóng và dòng chảy của lượng chất lỏng khác thay thế vị trí của các bọt khí bứt ra. Sự biến đổi mạnh mẽ khối lượng nước và hơi lúc này dẫn tới sự trao đổi nhiệt với cường độ mạnh, kết quả là hệ số trao đổi nhiệt khi sôi lớn hơn rất nhiều khi có sự dịch chuyển nhiệt năng bằng khuếch tán phân tử ở lớp ranh giới của chất lỏng sôi. Nếu cường độ nhiệt năng quá lớn thì lượng các bọt hơi hình thành có thể lớn đến mức trên bề mặt xuất hiện các màng hơi đặc và thay vì chế độ sôi bọt hơi sẽ bắt đầu chế độ sôi màng, khi đó sự tỏa nhiệt từ bề mặt đun nóng giảm và nhiệt độ bề mặt vách tăng lên.



Hình 2.6. Sự phụ thuộc thực nghiệm giá trị tải nhiệt riêng (mật độ dòng nhiệt) và hệ số tỏa nhiệt vào độ chênh nhiệt độ

Sự phụ thuộc mật độ dòng nhiệt q, W/m^2 và hệ số tỏa nhiệt α, W/(m^2.K) vào độ chênh nhiệt độ $\Delta t = t_{vach} - t_{chlong}$, nhận được đối với nước trên cơ sở các số liệu thực nghiệm được biểu diễn trên hình 2.6. Khi giá trị Δt nhỏ (đến trước điểm A) sự sôi xuất hiện rất yếu, ví dụ, khi Δt = 5 K giá trị q chỉ xấp xỉ 5.10^3 W/m^2. Tiếp theo mật độ dòng nhiệt tăng lên và giữa các điểm A và B quan sát thấy vùng có sự sôi bọt mạnh (phát triển). Ở đây hệ số trao đổi nhiệt α lớn lên rất nhanh và đạt giá trị cực đại $\alpha \approx 35.10^3$ W/(m^2.K).

Sự sôi màng được quan sát thấy từ điểm B, tuy nhiên trong khoảng BC các màng sôi chưa phủ một cách bền vững bề mặt đun nóng.

Sau điểm C, trên khoảng CD diễn ra sự sôi màng. Hệ số trao đổi nhiệt khi đạt được sự sôi màng đột ngột giảm, đạt giá trị cực tiểu và không thay đổi mặc dù Δt tiếp tục tăng, vì các màng hơi đặc trên bề mặt đun nóng tác dụng như một chất cách nhiệt. Điểm chuyển đột ngột từ sự sôi bọt hơi sang sôi màng được gọi là điểm sôi tới hạn. Các giá trị tương ứng lúc này $\Delta t, \alpha, q$ gọi là các giá trị tới hạn. Đối với nước ở áp suất khí quyển Δt_{cr} = 25 K.

Biết chính xác các thông số giới hạn sôi của nước và các chất tải nhiệt khác nói chung ở các giá trị áp suất khác nhau là điều rất quan trọng, nhằm đảm bảo sự sôi bọt hơi trong các thiết bị trao đổi nhiệt và loại trừ khả năng có sự sôi tới hạn có thể làm hỏng bề mặt đun nóng do sự trao đổi nhiệt lúc này kém đi.

Khi nước sôi thể tích (không hạn chế) - tức là trong điều kiện đối lưu tự do, để xác định hệ số trao đổi nhiệt ta sử dụng phương trình sau:

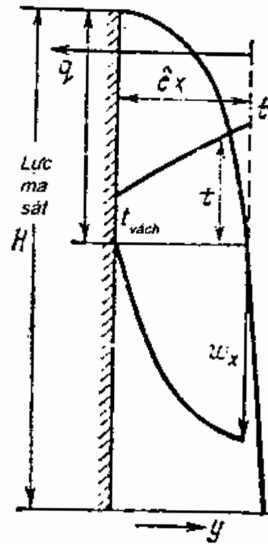
$$\alpha = 46\Delta t^{2.33} p^{0.5} \qquad (2.23)$$

Khi ngưng tụ hơi, xuất hiện các giọt và chúng có thể tập trung thành màng đặc, tức là sự ngưng tụ cũng có thể là ngưng tụ giọt và ngưng tụ màng. Trên các bề mặt sạch diễn ra sự ngưng tụ màng, khi đó giữa hơi nước và bề mặt lạnh xuất hiện rất nhanh các màng ngưng tụ đặc làm cản trở sự trao đổi nhiệt.

Nếu bề mặt bị bẩn sẽ xảy ra sự ngưng tụ giọt, do độ thấm ướt kém nên các giọt riêng rẽ luôn giữ nguyên trạng thái của mình.

Cường độ ngưng tụ màng nhỏ hơn ngưng tụ giọt khoảng 5 đến 10 lần. Ngưng tụ hơi trên tấm phẳng thẳng đứng được nghiên cứu bởi Nusselt và đã

tìm ra công thức tính toán, về sau có sự hoàn chỉnh chính xác của các nhà nghiên cứu khác. Khi đưa ra công thức này, đã giả thiết màng ngưng tụ chuyển động trong chế độ chảy tầng. Độ dày của màng càng lớn càng tăng nhiệt trở và hạn chế sự tỏa nhiệt từ hơi tới bề mặt vật.



Hình 2.7. Ngưng tụ hơi trên vách thẳng đứng

Nhiệt độ màng chất lỏng từ phía hơi lấy bằng nhiệt độ bão hòa (hình 2.7) $t'_{ch.long} = t_{bh}$, còn nhiệt độ chất lỏng trên vách bằng $t''_{ch.long} = t_{vach}$. Mật độ dòng nhiệt được xác định theo phương trình:

$$q = \frac{t_{bh} - t_{vach}}{\delta / \lambda} \tag{2.24}$$

$$q = \alpha(t_{bh} - t_{vach}) \tag{2.25}$$

ở đây δ - chiều dày của màng; λ - hệ số dẫn nhiệt của giọt ngưng tụ; α - hệ số tỏa nhiệt từ hơi tới bề mặt vách. Từ đây suy ra rằng $\alpha = \lambda/\delta$.

Phân tích lý thuyết của Nusselt cho ta công thức để xác định gần đúng độ dày của màng trong điều kiện dòng chảy tầng như sau:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu(t_{bh} - t_{vach})x}{r\rho^2 g}} \tag{2.26}$$

trong đó: μ - hệ số độ nhớt động học của chất lỏng; ρ - mật độ chất lỏng (tỷ trọng); *r* - nhiệt ngưng tụ hơi, bằng nhiệt hóa hơi; *x* - khoảng cách từ mép vách tới điểm xác định độ dày màng.

Cân bằng các phương trình (2.24), (2.25) và (2.26) ta nhận được:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_x} = \sqrt[4]{\frac{r\rho^2 g\lambda^3}{4\mu(t_{bh} - t_{vach})x}} \qquad (2.27)$$

Giá trị trung bình α đối với cả chiều cao H của vách bằng:

$$\alpha = 0{,}943\sqrt[4]{\frac{r\rho^2 g\lambda^3}{\mu(t_{bh} - t_{vach})H}} \qquad (2.28)$$

Các hằng số vật lý λ, ρ, μ lấy theo giá trị nhiệt độ trung bình:

$$t_{tb} = \frac{t_{bh} - t_{vach}}{2}.$$

Công thức (2.28) phù hợp không chỉ với vách phẳng mà còn với các ống và các trụ thẳng đứng.

Đối với các ống nằm ngang có đường kính ngoài d_n, thay $\mu/g = \nu$, ta có:

$$\alpha = 0{,}728\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\rho r}{\nu d_n(t_{bh} - t_{vach})}} \qquad (2.29)$$

Nếu số hàng ống là *n* và màng ngưng tụ di chuyển từ ống này sang ống khác thì trong công thức trên thay d_n bằng tích $n.d_n$.

Những công thức vừa nêu trên ứng với chế độ chảy tầng của màng khi tiêu chuẩn $Re = \omega\delta/\nu < 400$ (khi hơi không chuyển động). Ở chế độ chảy rối hệ số tỏa nhiệt sẽ lớn hơn.

Độ mấp mô của bề mặt ống gây ra bởi sự ăn mòn sẽ làm giảm hệ số tỏa nhiệt khi ngưng tụ hơi. Do đó các công thức (2.28), (2.29) được sử dụng với các ống bằng đồng, còn với ống bằng thép thì người ta đưa thêm hệ số suy giảm (bằng khoảng 0,9).

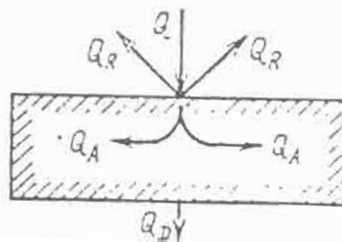
Hệ số trao đổi nhiệt giảm đi đột ngột khi trong hơi đang ngưng tụ có lẫn khí, đặc biệt là lẫn không khí. Nếu trong hơi đang ngưng tụ có chứa 1% không

khí, thì hệ số tỏa nhiệt α giảm đi khoảng 2 đến 3 lần. Do đó cần lưu ý đuổi hết không khí ra khỏi thiết bị ngưng tụ (ví dụ như trong thiết bị ngưng hơi, thiết bị trao đổi nhiệt hoàn nhiệt...).

2.5. TRAO ĐỔI NHIỆT BỨC XẠ

Đặc trưng cơ bản của trao đổi nhiệt bức xạ là không có sự tiếp xúc trực tiếp giữa các vật. Ngoài ra các môi chất trung gian cũng không nhất thiết phải có.

Bức xạ nhiệt là kết quả của các quá trình xảy ra bên trong nguyên tử, nó diễn ra dưới sự ảnh hưởng của nhiệt độ, do đó bức xạ đôi khi thường gọi là bức xạ nhiệt. Khi nung nóng một vật, nhiệt năng chuyển hóa thành năng lượng bức xạ. Năng lượng bức xạ đập vào (được hấp thụ) một vật phụ thuộc vào bản chất vật đó, hình dạng và trạng thái bề mặt của nó. Trong trường hợp tổng quát, một phần năng lượng được hấp thụ bởi vật sẽ lại biến thành nhiệt năng (đôi khi thành dạng năng lượng khác), một phần xuyên qua vật và một phần phản xạ lại môi trường xung quanh. Theo lý thuyết điện từ ánh sáng, các sóng điện từ mang năng lượng bức xạ. Những sóng này trong môi trường đẳng hướng và trong chân không lan truyền với vận tốc tỷ lệ tuyến tính với vận tốc ánh sáng và tuân theo các định luật khúc xạ, hấp thụ và phản xạ ánh sáng. Khi tác động với vật chất, vật mang năng lượng bức xạ thể hiện như những phôtôn (lượng tử).



Hình 2.8. Phân bố năng lượng khi đập vào bề mặt của vật

Các vật khác nhau hấp thụ, phản xạ và cho đi qua nó năng lượng bức xạ khác nhau. Trên hình 2.8 thể hiện sự phân bố năng lượng khi các tia bức xạ đập vào bề mặt chất lỏng hay một vật cứng. Một phần dòng bức xạ bằng Q_R bị

phản xạ, một phần khác Q_A được hấp thụ bởi vật và cuối cùng phần Q_D xuyên qua vật. Về tổng thể:

$$Q = Q_R + Q_A + Q_D \tag{2.30}$$

hay:

$$\frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = R + A + D = 1\,,$$

trong đó: $R = Q_R/Q$ - hệ số phản xạ của vật; $A = Q_A/Q$ - hệ số hấp thụ; $D = Q_D/Q$ - hệ số xuyên qua (thẩm thấu) của vật.

Một vật phản xạ hoàn toàn các tia bức xạ lên nó được gọi là vật trắng; khi đó $R = 1$, $A = D = 0$. Nếu vật phản xạ tất cả các tia khuếch tán thì gọi là vật trắng tuyệt đối.

Vật hấp thụ hoàn toàn năng lượng bức xạ gọi là vật đen tuyệt đối; đối với các vật này: $A = 1$, $R = D = 0$. Vật đen tuyệt đối trong tự nhiên không tồn tại.

Vật cho toàn bộ các tia đập tới xuyên qua nó gọi là vật thẩm thấu (trong suốt); đối với các vật này: $D = 1$, $A = R = 0$.

Các định luật cơ bản của bức xạ nhiệt

Định luật Plank. Năm 1900 Plank đã phát biểu định luật về sự phân bố năng lượng bức xạ bởi vật đen tuyệt đối phụ thuộc vào bước sóng:

$$E_{o\lambda} = C_1\lambda^{-5}\left(e^{C_2/\lambda T} - 1\right)^{-1} \tag{2.31}$$

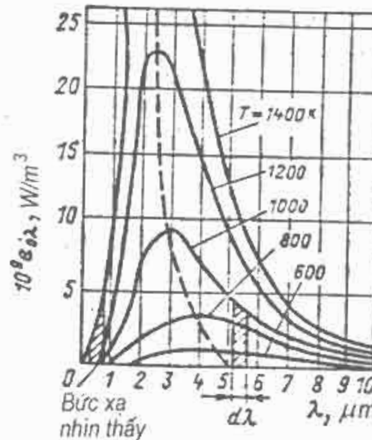
trong đó $E_{o\lambda}$ - cường độ phổ bức xạ của vật đen tuyệt đối, W/m^2; λ - chiều dài bước sóng, m; T - nhiệt độ tuyệt đối của vật, K;

$C_1 = 3{,}68.10^{-16}$ W/m^2 và $C_2 = 1{,}67.10^2$ m.K

Định luật Plank được biểu diễn đồ thị trên hình 2.9. Từ đồ thị thấy rằng cường độ bức xạ tăng lên đột ngột cùng với sự tăng lên của chiều dài bước sóng và đạt giá trị cực đại ở một giá trị λ xác định, sau đó giảm đi.

Giá trị cực đại cường độ bức xạ dịch chuyển vào vùng có bước sóng ngắn hơn, và điều này rõ ràng nếu xét từ định luật Vink:

$$\lambda_{max}T = 2,9 \text{ mm.K} \tag{2.32}$$



Hình 2.9. Định luật Plank

Định luật Stefan - Boltzmann. Toàn bộ năng lượng bức xạ bởi 1 m² bề mặt vật đen tuyệt đối E_0, W/m², đối với tất cả các bước sóng (từ $\lambda = 0$ đến $\lambda = \infty$) được xác định theo phương trình:

$$E_0 = \int_0^\infty E_{o\lambda} d\lambda = \int_0^\infty \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} d\lambda \tag{2.33}$$

Tích phân phương trình này ta có:

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \tag{2.34}$$

trong đó $\sigma_0 = 5{,}67.10^{-8}$ W/(m².K) - hệ số bức xạ của vật đen tuyệt đối.

Phương trình (2.34) thể hiện định luật Stefan - Boltzmann, theo đó khả năng bức xạ của vật đen tuyệt đối tỷ lệ bậc bốn nhiệt độ tuyệt đối.

Do đó, trong vùng nhiệt độ cao, khả năng bức xạ của vật có thể rất lớn. Trong các tính toán kỹ thuật ở nhiệt độ cao, thay cho biểu thức (2.34) người sử dụng phương trình sau sẽ thuận tiện hơn nhiều:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{2.35}$$

trong đó $C_0 = \sigma_0.10^8 = 5.67$ W/m^{2}K^4 - hệ số bức xạ của vật đen tuyệt đối.

Định luật Stefan - Boltzman có thể được áp dụng với cả các vật xám. Vật xám là các vật mà phổ bức xạ của chúng tương tự như phổ bức xạ của vật đen tuyệt đối, nhưng khác ở chỗ là ở cùng một nhiệt độ mỗi giá trị tung độ cường độ bức xạ của vật xám tạo nên một và chỉ một phần của giá trị tung độ của vật đen tuyệt đối.

Đối với vật xám biểu thức (2.35) được viết dưới dạng:

$$E = C\left(\frac{T}{100}\right)^4 \tag{2.36}$$

Từ (2.35) và (2.36) ta thấy được khả năng bức xạ tương đối hay *độ đen* của một vật bất kỳ:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{\sigma T^4}{\sigma_0 T^4} = \frac{C\left(\frac{T}{100}\right)^4}{C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4} \tag{2.37}$$

Độ đen có giá trị trong khoảng từ 0 đến 1.

Phương trình tính toán để tìm năng lượng bức xạ của vật xám có dạng:

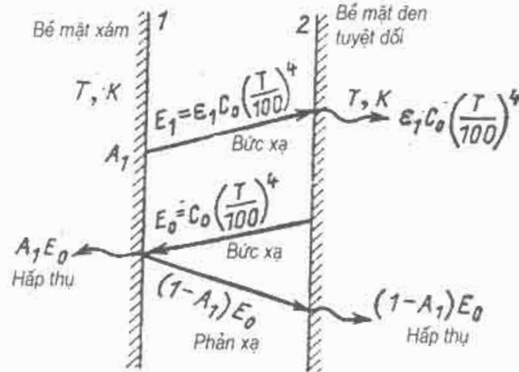
$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4 \tag{2.38}$$

Định luật Kirchhoff thiết lập mối liên hệ giữa khả năng bức xạ và khả năng hấp thụ của một vật bất kỳ. Nếu lấy hai bề mặt có nhiệt độ *T*, K, một bề mặt là vật đen tuyệt đối *2*, mặt kia là vật xám *1* (hình 2.10.), thì bề mặt *2* bức xạ lên vật *1* một năng lượng:

$$E_0 = C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4$$

Một phần năng lượng này A_1E_0 được hấp thụ bởi vật *1* (ở đây A_1 - hệ số hấp thụ của vật *1*). Vật *1* sau đó lại bức xạ một năng lượng:

$$E_1 = \varepsilon_1 E_0 = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (2.39)$$



Hình 2.10. Định luật Kirchhoff

Khi nhiệt độ hai bề mặt bằng nhau, dòng nhiệt bức xạ bởi bề mặt xám sẽ bằng dòng nhiệt mà nó hấp thụ. Do đó:

$$\frac{E_1}{A_1} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (2.40)$$

Quy luật này đúng với tất cả các vật xám khác mà khả năng hấp thụ của chúng bằng A_2, A_3 ... Do đó phương trình (2.40) biểu diễn định luật Kirchhoff có thể viết dưới dạng tổng quát:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (2.41)$$

nghĩa là đối với một vật bất kỳ tỷ lệ giữa khả năng bức xạ của nó trên khả năng hấp thụ bằng khả năng bức xạ của vật đen tuyệt đối ở cùng nhiệt độ và chỉ phụ thuộc vào nhiệt độ.

Thay vào phương trình (2.41) thế chỗ E_1 và E_2 các giá trị tương ứng:

$$C_1 \left(\frac{T}{100}\right)^4 ; \; C_2 \left(\frac{T}{100}\right)^4$$

và giản ước hai vế cho $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ ta có:

$$\frac{C_1}{A_1} = \frac{C_2}{A_2} = \frac{C_3}{A_3} = ... = C_0 \quad (2.42)$$

So sánh các phương trình (2.42) và (2.37) ta có $A = \varepsilon$, nghĩa là khả năng hấp thụ của vật và độ đen có trị số bằng nhau.

Trao đổi nhiệt bức xạ giữa hai bề mặt và bức xạ của chất khí

Trao đổi nhiệt bức xạ giữa hai bề mặt phẳng song song diện tích F xác định bằng biểu thức:

$$Q_{bucxa} = \varepsilon_{q.d} C_0 F = \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad (2.43)$$

ở đây: $$\varepsilon_{q.d} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

là độ đen quy dẫn; T_1, T_2 - tương ứng là nhiệt độ của các tấm phẳng.

Chất khí nung nóng cũng có khả năng bức xạ và hấp thụ. Đặc biệt có ý nghĩa trong thực tiễn đối với các thiết bị nhiệt kỹ thuật là việc nghiên cứu sự bức xạ của các chất khí ba nguyên tử - các sản phẩm cháy của nhiên liệu: cácboníc (CO_2), anhiđrit sunfurơ (SO_2) và hơi nước (H_2O). Bức xạ của các chất khí này khác nhiều so với bức xạ các vật rắn.

Đối với các vật rắn đặc trưng là phổ bức xạ liên tục với mọi bước sóng (từ $\lambda = 0$ đến $\lambda = \infty$). Các chất khí bức xạ và hấp thụ trong những khoảng độ dài bước sóng nhất định hay trong những dải ở các khoảng khác nhau của phổ. Các tia bức xạ các bước sóng còn lại không hấp thụ và cũng không bức xạ. Các vật rắn bức xạ và hấp thụ năng lượng bởi các lớp bề mặt; còn các chất khí bằng toàn bộ thể tích, bởi vì khoảng cách giữa các phân tử khí tương đối lớn. Thể tích khí không phản xạ các tia bức xạ. Ở quang phổ vạch, định luật Stefan - Boltzmann không áp dụng được và được thay bằng biểu thức:

$$E = C\left(\frac{T}{100}\right)^{n} \tag{2.44}$$

Số mũ của biểu thức đối với cácbonic là n = 3,5 và đối với hơi nước là n = 3. Ngoài ra để thuận tiện cho tính toán người ta cho rằng bức xạ của chất khí cũng tuân theo quy luật mũ bốn, nhưng khi đó hệ số C được đưa thêm một số hiệu chỉnh nhiệt độ.

Để xác định khả năng bức xạ tương đối của chất khí so với bức xạ của vật đen tuyệt đối, hay độ đen của chất khí, sử dụng công thức:

$$e_k = 1 - e^{-10kps} \tag{2.45}$$

ở đây ε_k - độ đen của chất khí; p - áp suất chung của chất khí; s - chiều dày hữu ích của lớp bức xạ, m; $k = k_k.\ r_h$; r_h - tổng các thành phần thể tích của hơi nước và khí ba phân tử; k_k - hệ số suy giảm tia bức xạ của khí ba nguyên tử chứa trong sản phẩm cháy xác định theo công thức thực nghiệm:

$$k_k = \left(0{,}8 + 1{,}6 r_{H_2O}\right) \times \left(p_{th.ph} s\right)^{-1\ 2} \left(1 - 0{,}38\frac{T}{100}\right) \tag{2.46}$$

trong đó: $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$ - thành phần thể tích của hơi nước; T - nhiệt độ tuyệt đối của khí; $p_{th.ph} = 10.r_{th.ph}p$ - tổng các áp suất thành phần của khí ba nguyên tử.

Tích $k.p.s$ được gọi là cường độ hấp thụ của chất khí.

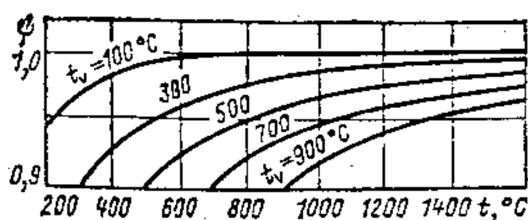
Thông thường độ đen của chất khí phụ thuộc vào các điều kiện cụ thể và xác định theo toán đồ có trong các tài liệu chuyên ngành.

Để xác định lượng nhiệt năng truyền từ khí tới vách của bề mặt nung nóng, q_l, W/m^2, người ta sử dụng công thức sau:

$$q_{buc.xa} = C_0 \varepsilon'_{vach} \varepsilon_k \left[\left(\frac{T_k}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{vach}}{100}\right)^4\right]\psi, \tag{2.47}$$

trong đó: $\varepsilon'_{vach} = \dfrac{\varepsilon_{vach} + 1}{2}$ - độ đen hiệu dụng của bề mặt vách; ψ - số hiệu chỉnh có tính đến độ lệch với định luật Stefan - Bolztmann được thể hiện trên

hình 2.11; T_k - nhiệt độ trung bình của khí; T_{vach} - nhiệt độ trung bình của bề mặt vách. Đối với khí bụi $\psi = 1$.

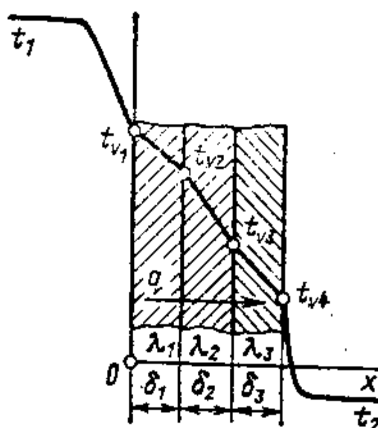


Hình 2.11. Sự phụ thuộc của số hiệu chỉnh ψ vào nhiệt độ

2.6. TRUYỀN NHIỆT

Trong các thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt, được sử dụng rộng rãi ở các thiết bị năng lượng, nhiệt lượng từ môi chất nhiên liệu truyền tới môi trường cần làm nóng qua bề mặt vách ngăn. Quá trình phức tạp này được gọi là sự truyền nhiệt.

Trước tiên ta xem xét trường hợp hay gặp trong thực tế là truyền nhiệt từ một chất này tới một chất khác qua vách phẳng nhiều lớp (hình 2.12).



Hình 2.12. Truyền nhiệt qua vách phẳng nhiều lớp

Giả sử nhiệt độ môi trường nóng là t_1, và môi trường cần làm nóng là t_2. Nhiệt lượng được truyền tới bề mặt vách có nhiệt độ là t_{v1}, sau đó nhiệt lượng

được truyền qua các lớp của vách và cuối cùng từ bề mặt kia (mặt ngoài) truyền tới môi trường cần làm nóng.

Trao đổi nhiệt giữa môi chất và bề mặt vách như ta đã biết là trao đổi nhiệt đối lưu, bức xạ hay kết hợp (tức là xảy ra đồng thời cả đối lưu và bức xạ).

Lượng nhiệt truyền từ môi chất nóng tới bề mặt bên trong khi không có bức xạ được tính theo công thức Newton - Richman (2.19):

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{v1}),$$

ở đây α_1 - hệ số tỏa nhiệt từ môi chất nóng tới bề mặt trong vách;

hay:

$$q = (t_1 - t_{v1})/R_1 \tag{2.48}$$

trong đó: $R_1 = 1/\alpha_1$ - nhiệt trở khi truyền nhiệt từ môi chất nóng tới bề mặt trong vách.

Sử dụng biểu thức này và các công thức tính toán dòng nhiệt khi truyền nhiệt bằng dẫn nhiệt, ta có thể thu được các giá trị nhiệt độ trên các bề mặt của vách nhiều lớp:

$$\begin{aligned}
t_1 - t_{v1} &= qR_1 = q.\frac{1}{\alpha_1} \\
t_{v1} - t_{v2} &= qR'_2 = q.\frac{\delta_1}{\lambda_1} \\
t_{v2} - t_{v3} &= qR''_2 = q.\frac{\delta_2}{\lambda_2} \\
t_{v3} - t_{v4} &= qR'''_2 = q.\frac{\delta_3}{\lambda_3} \\
t_{v4} - t_2 &= qR_3 = q.\frac{1}{\alpha_2}
\end{aligned} \tag{2.49}$$

Cộng từng vế hệ phương trình trên ta có:

$$t_1 - t_2 = q(R_1 + R'_2 + R''_2 + R'''_2 + R_3) = qR \tag{2.50}$$

từ đây suy ra mật độ dòng nhiệt:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R} = \frac{1}{R}(t_1 - t_2) \tag{2.51}$$

Giá trị nhiệt trở tổng cộng trong trường hợp tổng quát là tổng đại số các nhiệt trở thành phần:

$$R = R_1 + R'_2 + R''_2 + R'''_2 + ... + R_n$$

ở đây $R_1 = 1/\alpha_1$ - nhiệt trở khi truyền nhiệt từ môi chất nóng tới bề mặt trong vách; $R_2 = \delta_1/\lambda_1$ - nhiệt trở của lớp đầu tiên của vách và tương ứng với các giá trị nhiệt trở khác...

Thay đại lượng R bằng các R_i thành phần, ta có:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{t_1 - t_2}{k} \tag{2.52}$$

$t_1 - t_2 = \Delta t$ gọi là độ chênh nhiệt độ.

Đại lượng k, W/(m^2.K) gọi là hệ số truyền nhiệt và được xác định theo biểu thức:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{2.53}$$

Từ biểu thức (2.53) suy ra rằng, hệ số truyền nhiệt bằng lượng nhiệt truyền từ môi chất nóng tới môi chất kia qua mặt vách có diện tích 1 m^2 khi độ chênh nhiệt độ giữa hai môi chất đó là 1°C. và có thứ nguyên như hệ số trao đổi nhiệt.

Hệ số trao đổi nhiệt α_1 và α_2 có trong thành phần công thức tính hệ số truyền nhiệt và do đó ta thấy được sự khác nhau giữa các khái niệm này.

Khi truyền nhiệt qua vách bằng kim loại mỏng thì đại lượng δ/λ có thể bỏ qua, khi đó công thức (2.53) có dạng:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (2.54)$$

Nhiệt độ của các vách có thể xác định theo (2.49). Sự thay đổi nhiệt độ bên trong vách phẳng được thể hiện bằng đường gãy khúc như trên hình 2.12.

Khi truyền từ môi chất nóng tới vách thì nhiệt độ thay đổi nhanh từ t_1 tới t_{v1} trong lớp biên mỏng. Đặc tính thay đổi nhiệt độ từ vách tới môi chất cần làm nóng cũng như vậy (hình 2.12).

Đối với vách trụ có chiều dài l, đường kính trong d_1, đường kính ngoài d_2 (hình 2.13) phương trình đối với mật độ dòng nhiệt trên 1 m chiều dài truyền bằng đối lưu là:

$$q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t_1 - t_{v1}) = \alpha_2 \pi d_2 (t_{v2} - t_2) \quad (2.55)$$

và trong trường hợp truyền nhiệt bằng dẫn nhiệt là:

$$q_l = \frac{2\pi\lambda(t_{v1} - t_{v2})}{ln(d_2 / d_1)} \quad (2.56)$$

Từ các phương trình trên có thể dễ ràng tìm được các giá trị nhiệt độ chưa biết t_{v1} và t_{v2}. Biến đổi các phương trình tương tự như đã làm trên đây ta có:

$$q_l = k_l \pi (t_1 - t_2) \quad (2.57)$$

trong đó k_l - hệ số truyền nhiệt tuyến tính (tức ứng với 1 m chiều dài):

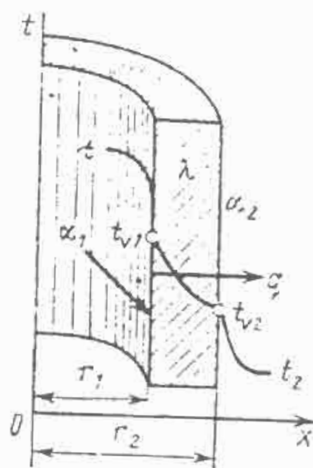
$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2.58)$$

Đại lượng nghịch đảo với k_l tức $R_l = 1/k_l$ gọi là nhiệt trở tuyến tính.

Trong trường hợp vách trụ nhiều lớp, công thức tính toán đối với R_l có dạng:

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i l} ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} \quad (2.59)$$

Sự phân bố nhiệt độ đối với vách trụ một lớp biểu diễn trên hình 2.13.



Hình 2.13. Truyền nhiệt qua vách trụ

Cần lưu ý rằng khi đưa ra các công thức (2.52) và (2.57) ta đã giả thiết nhiệt độ của môi trường nóng và môi trường cần làm nóng không thay đổi dọc theo bề mặt nung nóng. Tuy nhiên, thường là nhiệt độ của chất tải nhiệt có thay đổi theo diễn biến của quá trình nhận hoặc tỏa nhiệt.

Trên hình 2.14 biểu diễn các trường hợp cơ bản của chuyển động chất lỏng và sự thay đổi nhiệt độ trong thiết bị trao đổi nhiệt. Môi trường nóng và môi trường cần làm nóng có thể chuyển động hoặc theo cùng một chiều dọc theo bề mặt làm nóng (dòng thẳng - hình 2.14a), hoặc về các hướng khác nhau (dòng ngược - hình 2.14b). Cùng với sơ đồ chuyển động của môi chất, cũng biểu diễn sự thay đổi nhiệt độ của môi chất nóng và môi chất cần làm nóng (nhiệt độ của môi chất nóng giảm đi, còn của môi chất cần làm nóng tăng lên).

Sự khác nhau giữa nhiệt độ hai môi chất theo toàn bộ bề mặt nung nóng gọi là độ giảm nhiệt độ cục bộ (hay độ chênh nhiệt độ) Δt. Rõ ràng từ hình 2.14, giá trị của độ chênh nhiệt độ là đại lượng thay đổi.

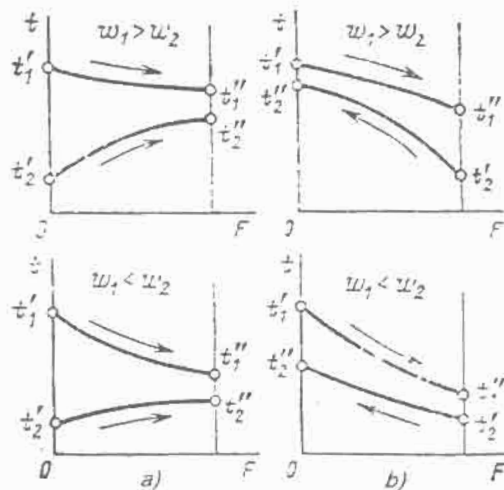
Khi tính toán các thiết bị trao đổi nhiệt sử dụng các công thức như đối với trường hợp nhiệt độ không thay đổi, lúc này độ chênh nhiệt độ được tính là độ chênh nhiệt độ trung bình Δt. Độ chênh nhiệt độ này đối với hai sơ đồ đã nói đến (dòng thẳng và dòng ngược) được biểu diễn bằng sự phụ thuộc logarit:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{ln\dfrac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \qquad (2.60)$$

trong đó Δt_{max} – độ lệch lớn nhất giữa nhiệt độ của môi chất nóng và môi chất cần làm nóng; Δt_{min} - độ lệch nhiệt độ nhỏ nhất.

Khi sự thay đổi nhiệt độ của các môi chất không lớn, tức là $\Delta t_{max}/\Delta t_{min}$ > 0,6, ta có thể thay độ chênh nhiệt độ trung bình logarit bằng trung bình số học:

$$\Delta t_{tb} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2} \qquad (2.61)$$



Hình 2.14. Chuyển động của chất lỏng và sự thay đổi nhiệt độ trong thiết bị trao đổi nhiệt
a - dòng thẳng; b -. dòng ngược.

Có thể có các trường hợp chuyển động khác nữa của các chất tải nhiệt như: dòng giao nhau hoặc các sơ đồ phức tạp khác. Đối với các trường hợp này độ chênh nhiệt độ sẽ nhỏ hơn độ chênh nhiệt độ ở trường hợp dòng ngược và được tính theo công thức:

$$\Delta t_{phuctap} = \varepsilon.\Delta t \qquad (2.62)$$

ở đây:

ε - hệ số hiệu chỉnh tính theo sự phụ thuộc vào p và R.

$$p = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''};$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

Giá trị ε tra ở các đồ thị có trong các sổ tay tra cứu.

Chương 3

CƠ SỞ THỦY VĂN VÀ THỦY LỰC CỦA THỦY NĂNG

Thủy lực học là khoa học nghiên cứu các quy luật chuyển động và dừng của chất lỏng, đồng thời xem xét ứng dụng các quy luật này để giải quyết các bài toán kỹ thuật cụ thể.

Thủy lực học được chia thành: thủy tĩnh học và thủy động học.

3.1. THỦY TĨNH HỌC

Thủy tĩnh học là một bộ phận của thủy lực học nghiên cứu các quy luật cân bằng của chất lỏng không chuyển động và xem xét ứng dụng thực tế các quy luật này. Tại mỗi điểm của một thể tích chất lỏng nào đó ở trạng thái cân bằng quan sát thấy một áp suất cố định được gọi là áp suất thủy tĩnh. Nếu thay vì một điểm ta nghiên cứu một diện tích, ta nói áp suất trên một diện tích.

Áp suất thủy tĩnh có hai tính chất: hướng theo phương pháp tuyến trong tới diện tích mà nó tác động lên và không phụ thuộc vào vị trí của diện tích này trong không gian.

Áp suất thủy tĩnh toàn phần xác định theo phương trình thủy tĩnh cơ bản:

$$p = p_0 + \rho g h \qquad (3.1)$$

trong đó p_0 - áp suất ngoài tác động lên bề mặt tự do của chất lỏng, Pa; ρ - tỷ trọng của chất lỏng, kg/m^3; h - độ sâu nhúng, m; g - gia tốc rơi tự do, m/s^2.

Tích số ρgh chính là áp suất dư (so với p_0) hay áp suất cột chất lỏng. Trong trường hợp áp suất ngoài bằng áp suất khí quyển thì áp suất dư còn được gọi là áp lực.

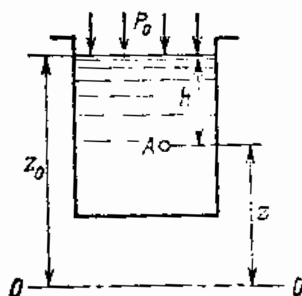
Giả sử có một bình chứa nước dưới tác động của áp suất ngoài p_0. Bình được đặt trên một mặt phẳng so sánh *0-0* (hình 3.1) sao cho bề mặt chất lỏng trong bình cách mặt phẳng này một khoảng z_0. Lấy một điểm *A* bất kỳ trong chất lỏng nằm ở độ sâu *h* và cách bề mặt so sánh một khoảng *z*. Khi đó: $h = z_0 - z$, và áp suất toàn phần tại điểm *A* được tính theo công thức (3.1):

$$p = p_0 + \rho g (z_0 - z) \quad (3.2)$$

từ đó:

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0 = H_c = const \quad (3.3)$$

Rõ ràng mối quan hệ (3.3) đúng không chỉ với điểm *A* mà cho mọi điểm khác.

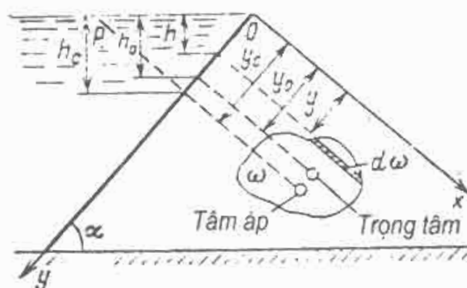


Hình 3.1. Sơ đồ biểu diễn áp suất thuỷ tĩnh

Trong công thức (3.3) $p/\rho g$ - chiều cao đo áp tương ứng với áp lực, tức là chiều cao cột chất lỏng trên điểm đang xét, m; *z* - chiều cao so với mặt phẳng so sánh, m; H_c - áp lực thủy tĩnh, m.

Biết quy luật phân bố áp suất thủy tĩnh trong chất lỏng ta có thể tìm được áp suất toàn phần tác động lên bề mặt thành bình và lên đáy bình. Lúc này bài toán đặt ra là cần xác định lực cân bằng áp suất (theo độ lớn và hướng), và điểm đặt của nó - tức là tâm áp suất.

Xét trường hợp tổng quát, khi có một mặt phẳng tiết diện ω lệch một góc α so với đường nằm ngang, và trùng với trục tọa độ y (hình 3.2). Xét một phần tử diện tích dω song song với trục x.



Hình 3.2. Xác định áp suất chất lỏng lên bề mặt phẳng

Áp suất thủy tĩnh tại điểm bất kỳ của phần tử diện tích này xác định theo công thức (3.1) và do đó áp lực lên toàn bộ diện tích sẽ là:

$$dp = (p_0 + \rho gh)d\omega \quad (3.4)$$

Biểu thị h bằng $y.sin\alpha$ và tích phân (3.4) theo toàn bộ diện tích, ta có áp lực toàn phần lên bề mặt diện tích là:

$$p = \int_{\omega}(p_o + \rho gy\sin\alpha)d\omega \quad (3.5)$$

ở đây $\int_{\omega} yd\omega$ - mômen tĩnh của tiết diện ω ứng với trục x:

$$\int_{\omega} yd\omega = y_0\omega \quad (3.6)$$

trong đó y_0 - khoảng cách (trong mặt phẳng vách) tới trọng tâm (hình 3.2) của tiết diện này.

Bởi vì $y_0.sin\alpha = h_0$ (hình 3.2) nên biểu thức (3.5) có dạng:

$$p = p_0\omega + \rho g\sin\alpha y_0\omega = (p_0 + \rho gh_0)\omega \quad (3.7)$$

ở đây h_0 - độ sâu của trọng tâm diện tích.

Như vậy, áp lực của chất lỏng lên bề mặt phẳng đang xem xét bằng tích giá trị diện tích với áp suất thủy tĩnh ở trọng tâm.

Biết các tính chất áp lực thủy tĩnh được suy ra từ công thức (3.1) và sử dụng công thức (3.7) có thể giải được các bài toán thực thế khác nhau (như áp suất lên đáy bình, lên vách thẳng đứng ...). Hướng của áp lực luôn trùng với phương pháp tuyến trong với tiết diện. Vì điểm đặt của áp lực gọi là tâm áp lực nên nó được xác định trên cơ sở biểu đồ áp suất thủy tĩnh và trong trường hợp tổng quát không trùng với trọng tâm của tiết diện chịu tải thủy tĩnh.

3.2. THỦY ĐỘNG HỌC

Thủy động học là một bộ phận của thủy lực học nghiên cứu các quy luật chuyển động của chất lỏng. Trạng thái chất lỏng nằm trong chuyển động được xác định bởi không chỉ áp suất như với trường hợp tĩnh mà còn bởi vận tốc chuyển động của các phần tử riêng rẽ.

Phân bố vận tốc vào một thời điểm trong không gian chất lỏng gọi là trường vận tốc, còn phân bố áp suất gọi là trường áp suất. Ở đây áp suất được hiểu là áp suất thủy động và được xác định như lực tác động giữa các phần tử của chất lỏng trên một đơn vị diện tích. Đối với chất lỏng lý tưởng áp suất thủy động có tất cả các tính chất như của áp suất thủy tĩnh, tức là không phụ thuộc vào vị trí của diện tích tác động mà luôn luôn theo phương pháp tuyến với diện tích đó.

Khi nghiên cứu dòng chảy của chất lỏng người ta đưa vào các khái niệm: diện tích tiết diện thực (sống) của dòng chảy, chu vi ướt, đường kính thủy lực.

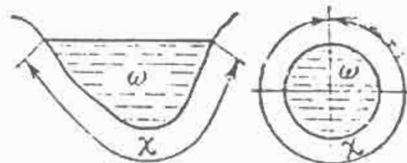
Diện tích tiết diện thực là diện tích tiết diện dòng chảy ω nằm vuông góc với vách dọc của dòng chảy, tức là vuông góc với hướng chuyển động của chất lỏng (hình 3.3).

Tiết diện thực có thể được giới hạn toàn bộ hoặc một phần bởi vách cứng, tức là một phần của tiết diện chịu tác động của áp lực ngoài. Trường hợp đầu chuyển động được gọi là chuyển động chênh áp lực và được đặc trưng bởi áp suất thủy động trong mọi điểm của dòng chảy khác với khi quyển. Trường hợp thứ hai xác định bởi chuyển động không có chênh áp lực và được đặc trưng bởi áp suất không đổi (thường là khí quyển) trên bề mặt thoáng.

Chiều dài đoạn chu vi tiết diện thực mà dòng chảy tiếp xúc với vách ngăn giới hạn được gọi là chu vi ướt và ký hiệu bằng χ (hình 3.3). Tỷ số giữa tiết

diện thực và chu vi ướt gọi là bán kính thủy lực $R = \omega/\chi$. Bán kính thủy lực cho thấy độ lớn diện tích tiết diện thực trên một đơn vị chiều dài chu vi ướt.

Một trong những đặc tính quan trọng của dòng chảy là lưu lượng chất lỏng và vận tốc trung bình của chuyển động.



Hình 3.3. Các thành phần thủy lực của dòng chảy

Lưu lượng dòng chảy Q là lượng chất lỏng chảy qua một tiết diện ngang của dòng chảy trong một đơn vị thời gian (thường là 1 giây). Đơn vị thường sử dụng để đo lưu lượng là l/s; m^3/s.

Vận tốc trung bình của dòng chảy v, m/s là tỷ số giữa lưu lượng chất lỏng trên tiết diện thực, tức là:

$$v = Q/\omega \tag{3.8}$$

Người ta phân biệt chuyển động xác lập và không xác lập.

Nếu vận tốc và áp suất tại mỗi điểm trong không gian chất lỏng chuyển động không thay đổi theo thời gian (nhưng có thể thay đổi từ điểm này sang điểm khác trong không gian chất lỏng) thì chuyển động được gọi là xác lập, nếu trường vận tốc và trường áp suất trong tiết diện khảo sát của dòng chảy không thay đổi theo thời gian tức là vận tốc và áp suất tại mỗi điểm chỉ phụ thuộc vào tọa độ của nó:

$$v = v(x, y, z) \tag{3.9}$$

$$p = p(x, y, z) \tag{3.10}$$

Chuyển động xác lập có thể là chuyển động đều hoặc không đều. Chuyển động đều tương ứng với trường hợp khi trong khoảng khảo sát dòng chảy giữ nguyên tiết diện thực và vận tốc chuyển động. Đây là dạng chuyển động đơn giản và rõ ràng rằng nó chỉ có thể khi và chỉ khi hình dáng và kích thước của tiết diện thực không thay đổi ở độ nghiêng cố định của đáy. Các ví dụ của

chuyển động đều có thể như: chuyển động của chất lỏng trong ống hình trụ với lưu lượng không đổi; dòng chảy của nước trong kênh có tiết diện cố định và độ sâu dòng chảy không thay đổi.

Nếu những điều kiện nêu trên không đảm bảo, tức là nếu khi chất lỏng chuyển động, tiết diện thực và vận tốc thay đổi thì chuyển động là không xác lập.

Chuyển động không xác lập được đặc trưng bởi sự thay đổi theo thời gian trường vận tốc và trường áp suất tại mỗi điểm (*x, y, z*). Trong trường hợp này vận tốc và áp suất tại mỗi điểm trong không gian chuyển động phụ thuộc vào tọa độ các phần tử chuyển động và thời gian:

$$v = v(x, y, z, \tau) \qquad (3.11)$$

$$p = p(x, y, z, \tau) \qquad (3.12)$$

Các ví dụ về chuyển động không xác lập: dòng chảy của chất lỏng từ bể ra khi độ cao chất lỏng thay đổi; chuyển động của nước ở hạ lưu của nhà máy thủy điện ở chế độ làm việc thay đổi ... Chuyển động không xác lập của nước là dạng chuyển động tổng quát thường gặp trong thủy kỹ thuật và ngành năng lượng thủy năng.

Phương trình liên tục. Từ phương trình (3.8) suy ra:

$$Q = \omega v \qquad (3.13)$$

Khảo sát một số tiết diện theo chiều dài dòng chảy với lưu lượng chất lỏng không đổi và lưu ý định luật bảo toàn vật chất:

$$Q = \omega_1 v_1 = \omega_2 v_2 = \ldots = const \qquad (3.14)$$

Phương trình này được gọi là phương trình liên tục của dòng chảy và là phương trình cơ bản thứ nhất của thủy lực học. Từ phương trình suy ra:

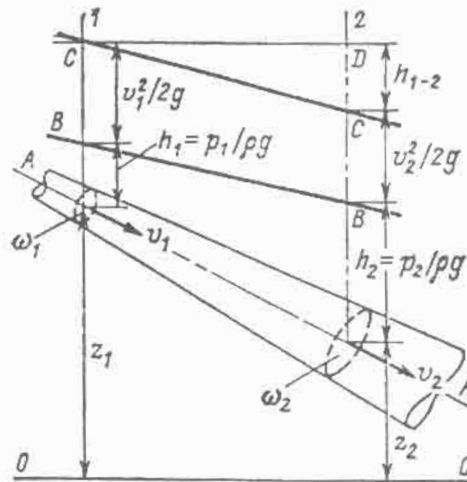
$$v_1/v_2 = \omega_2/\omega_1 \qquad (3.15)$$

Tức là vận tốc trung bình trong các tiết diện ngang của dòng chảy khi chuyển động liên tục tỷ lệ nghịch với diện tích tiết diện.

Phương trình Bernoully. Phương trình cơ bản thứ hai của thủy lực học là phương trình thiết lập sự phụ thuộc giữa vận tốc và áp suất tại các tiết diện

khác nhau của dòng chảy. Phương trình này có thể nhận được từ phương trình cơ bản thủy tĩnh học (3.3), nó xác định độ chênh thủy tĩnh H_t tương ứng với mức *1 - 2* trên mặt phẳng so sánh (hình 3.4):

$$z_1 + p_1/\rho g = z_2 + p_2/\rho g = H_t = const \qquad (3.16)$$



Hình 3.4. Phương trình Bernoully thể hiện bằng đồ thị

Ở chuyển động của chất lỏng một phần thế năng đối với mức *i* là $z_i + p_i/\rho g$ sẽ chuyển thành động năng $mv^2/2$, nhưng tổng hai dạng năng lượng này (động năng và thế năng) theo định luật bảo toàn năng lượng sẽ không thay đổi. Khi đó phương trình (3.16) có thể viết dưới dạng:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v^2_1}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v^2_2}{2g} = H_d = const \qquad (3.17)$$

Phương trình này gọi là phương trình Bernoully. Trong đó z_1 và z_2 là độ cao trên mặt phẳng so sánh của các điểm có áp suất tương ứng p_1 và p_2 (hình 3.4). Các đại lượng z_1 và z_2 biểu thị năng lượng riêng của vị trí chất lỏng. Các số hạng $p_1/\rho g$ và $p_2/\rho g$ là độ cao đo áp hay tương ứng là năng lượng áp lực, cuối cùng $v_1/2g$ và $v_2/2g$ cường độ động năng của chất lỏng tại các tiết diện khảo sát (độ chênh vận tốc). Đại lượng H_d gọi là áp lực thủy động.

Từ phương trình Bernoully (3.17) suy ra rằng phương trình không chỉ được minh họa như một đẳng thức cường độ năng lượng tại các tiết diện khác

nhau của dòng chảy, mà còn như một đẳng thức về các độ chênh áp lực tại các tiết diện đó.

Phương trình Bernoully viết dưới dạng (3.17) chỉ đúng với chất lỏng lý tưởng, tức là không có độ nhớt và lực ma sát bên trong. Nếu thay vì chất lỏng lý tưởng là chất lỏng thực thì phương trình Bernoully sẽ có dạng khác hẳn. Sự thay đổi này được gây ra bởi một phần năng lượng sẽ bị tiêu hao để thắng được sự cản chuyển động, và kết quả là áp lực H_d sẽ giảm đi theo hướng chuyển động. Do đó tại tiết diện *2* áp lực này sẽ nhỏ hơn tại tiết diện *1* một lượng h_{1-2} (hình 3.4) .

Ngoài ra cần đưa thêm hệ số vào độ chênh vận tốc có tính đến sự phân bố vận tốc không đồng đều trong diện tích tiết diện dòng chảy. Hệ số này được gọi là hệ số Coriolis và ký hiệu là α (thường α thay đổi trong khoảng 1,045 ÷ 1,10).

Như vậy phương trình Bernoully đối với dòng chảy của chất lỏng thực được viết dưới dạng sau:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v^2{}_1}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v^2{}_2}{2g} + h_{1-2} \qquad (3.18)$$

Biểu diễn bằng đồ thị phương trình Bernoully trên hình 3.4.

Để đặc trưng cho sự thay đổi tương đối độ chênh toàn phần trên một đơn vị chiều dài dòng chảy người ta đưa ra khái niệm độ nghiêng thủy lực. Giá trị trung bình của đại lượng này trên một đoạn dòng chảy có độ dài l được xác định bằng biểu thức:

$$i = \frac{H_1 - H_2}{l} = \frac{h_{1-2}}{l} \qquad (3.19)$$

trong đó:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v^2{}_1}{2g}$$

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v^2{}_2}{2g}$$

Độ nghiêng thủy lực là đại lượng không thứ nguyên.

Cùng với độ nghiêng thủy lực người ta đưa thêm khái niệm độ nghiêng hình học:

$$i = \frac{z_1 - z_2}{l} \tag{3.20}$$

và độ nghiêng đo áp:

$$i_p = \frac{\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}}{l} \tag{3.21}$$

Các đại lượng này cũng không có thứ nguyên. Khái niệm về các độ nghiêng được sử dụng rộng rãi trong các tính toán thuộc lĩnh vực thủy lợi và thủy năng.

Để đặc trưng cho chế độ chuyển động của chất lỏng người ta cũng sử dụng tiêu chuẩn Reynolds (xem chương 2). Chế độ chảy tầng ví dụ có trong các ống mao dẫn khi nước được lọc qua các lớp đất mịn hoặc trong trường hợp dòng chảy của các chất lỏng có độ nhớt cao (như dầu mazut...).

Trên thực tế hầu hết các dòng chảy đều là chảy rối.

Tổn hao độ chênh xác định các thông số kinh tế của các thành phần thiết bị nhà máy thủy điện và chế độ làm việc của nhà máy. Bản chất của các tổn hao này là do có trở kháng thủy lực trong chất lỏng chuyển động và độ nhám của bề mặt trong của ống dẫn.

Các trở kháng trên được chia thành hai loại: trở kháng cục bộ và theo chiều dài dòng chảy. Trở kháng theo chiều dài dòng chảy xuất hiện do có lực ma sát giữa các phần tử chất lỏng với vách ống dẫn và tỷ lệ với chiều dài dòng chảy, ký hiệu là h_d.

Trở kháng cục bộ xuất hiện do có các dạng cản trở khác nhau (như có tấm chắn, cửa van, lưới, chỗ gấp khúc...), làm thay đổi giá trị và hướng vận tốc của dòng chảy.

Bằng các nghiên cứu trong phòng thí nghiệm và trong tự nhiên người ta đã thiết lập được tương quan giữa các tổn hao độ chênh, vận tốc chuyển động chất lỏng và các thông số của đường ống dẫn.

Biểu thức tổng quát có dạng:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g} \qquad (3.22)$$

ở đây ξ - hệ số trở kháng tổng quát; $v^2/2g$ - độ chênh vận tốc.

Để xác định tổn hao độ chênh theo chiều dài trong ống hình trụ,công thức (3.22) được biến đổi thành dạng:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \qquad (3.23)$$

ở đây $\lambda . \frac{l}{d} = \xi$ - hệ số không thứ nguyên trở kháng thủy lực, phụ thuộc vào số Reynolds (*Re*) và độ nhám bề mặt bên trong thành ống; *l*, *d* - chiều dài và đường kính ống.

Công thức (3.23) gọi là công thức Darsy. Nếu trong công thức này ta thay đường kính ống bằng bán kính thủy lực $R = \omega/\chi = \pi d^2/4\pi d = d/4$, thì có thể ứng dụng công thức này đối với dòng chảy không có độ chênh như sau:

$$h_d = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g} \qquad (3.24)$$

Nếu giải phương trình này tương ứng với ẩn là vận tốc ta có công thức Shezi:

$$v = C\sqrt{R_i} \qquad (3.25)$$

trong đó $C = \sqrt{8g/\lambda}$ - gọi là hệ số Shezi, phụ thuộc các yếu tố giống như đối với hệ số trở kháng λ; $h_d/l = i_{thuy}$ - độ nghiêng thủy lực hay tổn hao độ chênh trên một đơn vị chiều dài dòng chảy.

Công thức Darsy được ứng dụng để tính toán các ống dẫn nước. Ở đây hệ số *λ* lấy trong các sổ tay tra cứu.

Đối với các hệ thống dẫn nước trong nhà máy thủy điện thường sử dụng công thức Shezi. Giá trị hệ số *C* được xác định theo công thức N. N. Pavlốpki:

$$C = \frac{1}{n} R^y \quad (3.26)$$

ở đây:

n - độ nhám lòng dẫn nước (tra trong sổ tay tra cứu);

y - chỉ số mức độ thay đổi, nó phụ thuộc vào độ nhám *n* và bán kính thủy lực *R* (trong các tính toán không đòi hỏi độ chính xác cao có thể lấy $y = 1/6$).

Từ công thức Shezi (3.25) và (3.26) cùng với (3.13) suy ra:

$$h_d = \frac{v^2 l}{C^2 R} = \frac{Q^2 l}{\omega^2 C^2 R} = A_d Q^2 \quad (3.27)$$

ở đây $A_d = l/\omega^2 C^2 R$ - hệ số trở kháng của dòng chảy.

Dễ dàng thấy rằng có thể biến đổi công thức Darsy về dạng trên. Như vậy tổn hao độ chênh theo chiều dài tỷ lệ với bình phương vận tốc hay bình phương lưu lượng nước.

Để xác định các tổn hao cục bộ cũng có thể sử dụng công thức tổng quát như đối với xác định tổn hao theo chiều dài (3.22). Các hệ số tổn hao cục bộ lúc này đối với các dạng trở kháng cục bộ có thể được lấy trong các sổ tay tra cứu.

Tương tự trường hợp trên, tổn hao độ chênh bởi trở kháng cục bộ có thể được biểu thị qua sự phụ thuộc vào lưu lượng dòng chảy:

$$h_{c.bo} = \xi_{c.bo} \frac{v^2}{2g} = \xi_{c.bo} \frac{Q^2}{\omega^2 2g} = A_{c.bo} Q^2 \quad (3.28)$$

ở đây $A_{c.bo} = \xi_{c.bo} \frac{1}{\omega^2 2g}$ - hệ số trở kháng cục bộ.

Tổn hao toàn phần độ chênh giữa hai tiết diện dòng chảy tính đến có cả hai loại trở kháng đã nói:

$$h = h_d + h_{c.bo} = \sum_{i=1}^{k} A_{d\,i} Q^2 + \sum_{i=1}^{m} A_{c.bo\,i} Q^2 = AQ^2 \quad (3.29)$$

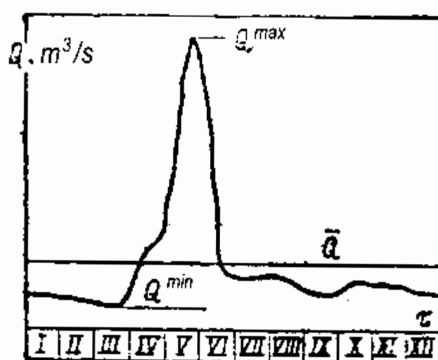
ở đây $\sum_{i=1}^{k} A_{di}$ - tổng các hệ số trở kháng theo chiều dài đối với *k* khoảng, nếu các khoảng này có các hệ số là A_{di}; $\sum_{i=1}^{m} A_{c.boi}$ - tổng các hệ số trở kháng cục bộ của *m* trở kháng; *A* - hệ số tổng trở kháng thủy lực của toàn hệ thống.

3.3. MỘT SỐ VẤN ĐỀ VỀ THỦY VĂN SÔNG NGÒI

Cơ sở thủy văn của thủy điện là các số liệu về chế độ dòng chảy và được xác định bởi các đặc trưng tương ứng. Ta xem xét ngắn gọn các đặc trưng này và thiết lập các khái niệm, thuật ngữ chính.

Lưu lượng nước *Q* là lượng nước chảy trong 1 giây qua một tiết diện ngang dòng chảy, đơn vị m^3/s.

Đồ thị sự thay đổi lưu lượng nước theo thời gian tại một tuyến nào đó của sông gọi là biểu đồ thủy văn. Đồ thị được xây dựng từ kết quả theo dõi đo đạc thủy văn. Lưu lượng được tính theo các giá trị trung bình quan sát trong một khoảng thời gian (giờ, ngày đêm, tuần, tháng...). Biểu đồ được đặc trưng bởi các giá trị lưu lượng lớn nhất, trung bình, nhỏ nhất trong khoảng thời gian quan sát. Dạng của biểu đồ được xác định bởi nguồn cấp nước cho sông (như mưa, tuyết, ...). Trên hình 3.5 là ví dụ về biểu đồ lưu lượng trung bình hàng năm của một con sông.



Hình 3.5. Một dạng biểu đồ thông thường thủy năng sông

Nếu việc trung bình hóa lưu lượng được thực hiện trong khoảng thời gian tương đối dài (như tuần, tháng) thì biểu đồ thủy văn sẽ có dạng bậc thang.

Dòng chảy W là tổng thể tích nước chảy qua một tiết diện ngang của dòng chảy được tính từ thời điểm ban đầu τ_0 nào đó đến thời điểm cuối τ_k và được đo bằng m^3 hoặc km^3.

Ở một biểu đồ thủy văn đã biết nào đó, dòng chảy có thể được xác định theo công thức sau:

- đối với hàm liên tục $Q(\tau)$:

$$W = \int_{\tau_0}^{\tau_k} Q(\tau) d_\tau \qquad (3.30)$$

- đối với hàm không liên tục:

$$W = \sum_{i=1}^{n} \overline{Q_i} \Delta\tau_i \qquad (3.31)$$

ở đây $\overline{Q_i}$ - lưu lượng trung bình trong khoảng thời gian thứ i $\Delta\tau_i$ ($i \in [1, n]$).

Định mức dòng chảy W_0 là dòng chảy trong năm được tính trung bình qua nhiều năm và đo bằng m^3 hoặc km^3:

$$W_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} W_i}{n} \qquad (3.32)$$

ở đây W_i - dòng chảy trong năm thứ i ($i \in [1, n]$).

Định mức lưu lượng Q_0 là lưu lượng tính trung bình qua nhiều năm được đo bằng m^3/s và liên hệ với định mức dòng chảy theo biểu thức:

$$Q_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \overline{Q_i}}{n} = \frac{W_0}{31,54.10^6} \qquad (3.33)$$

ở đây $\overline{Q_i}$ - lưu lượng trung bình của năm thứ i; $31,54.10^6$ - số giây trung bình trong một năm.

Môđun dòng chảy *M* là lượng nước chảy qua một tiết diện ngang trong một giây (*l*/s) trên một đơn vị diện tích tích nước, đơn vị là *l*/s.km^2 (diện tích tích nước là diện tích của hồ chứa nước của sông ở trước tiết diện mà ta đang khảo sát).

Hệ số môđun K_i là tỷ số dòng chảy sau một khoảng thời gian nào đó W_i (hay lưu lượng sau khoảng thời gian đó Q_i) trên định mức dòng chảy W_0 (hay định mức lưu lượng) tương ứng.

Ngoài ra, còn nhiều những đặc tính khác của dòng chảy, tuy nhiên chúng không được sử dụng phổ biến như những đặc tính đã nêu trên nên ở đây không đề cập đến.

Điểm đặc biệt của dòng chảy của sông là nó luôn thay đổi và không lặp lại theo thời gian. Dòng chảy được hình thành từ rất nhiều yếu tố khác nhau. Mỗi yếu tố tùy theo mức độ đều là ngẫu nhiên và có những ảnh hưởng nhất định tới sự hình thành và duy trì dòng chảy của sông. Một trong những yếu tố quyết định là khí hậu. Hiện nay khoa học thủy văn vẫn chưa có những phương pháp tin cậy để đưa ra những mối quan hệ phụ thuộc giữa dòng chảy của sông và các yếu tố đa dạng theo thời gian và không gian hình thành nên dòng chảy. Do đó dòng chảy của đại đa số sông trên Trái Đất theo những hiểu biết hiện đại trong lĩnh vực địa vật lý nói chung và trong lĩnh vực khí tượng thủy văn nói riêng, là quá trình ngẫu nhiên liên tục với những quy luật nhất định của nó. Tuy nhiên để đơn giản tính toán, quá trình dòng chảy thường được biểu diễn dưới dạng quá trình ngẫu nhiên không liên tục với các khoảng tính trung bình lưu lượng (hoặc dòng chảy) theo thời gian khác nhau.

Biết đặc điểm ngẫu nhiên của các yếu tố hình thành dòng chảy, cần lưu ý rằng một số yếu tố, trong đó có yếu tố quyết định là khí hậu, có chu kỳ lặp lại xác định theo thời gian (như theo mùa, năm, hoặc nhiều năm). Tương ứng như vậy dòng chảy của sông cũng có đặc tính chu kỳ. Kinh nghiệm thực tế cho thấy trong rất ít trường hợp những dao động theo chu kỳ năm của dòng chảy mới hoàn toàn không tuân theo quy luật (với theo mùa còn ít gặp hơn).

Tính chu kỳ của dòng chảy là một trong những nguyên nhân để ta xếp quá trình xác suất của dòng chảy của sông thuộc loại các quá trình không dừng. Các quá trình kiểu này khá phức tạp, trong tính toán đòi hỏi phải sử dụng lý thuyết xác suất và thống kê toán học.

Các quan niệm hiện nay về quá trình dòng chảy của sông hầu hết đều trên cơ sở các số liệu thực tế quan trắc của những khoảng thời gian trước. Các khoảng thời gian này thường tương đối ngắn (ít hơn 60 - 70 năm), không đủ để cho các thông tin về đặc tính của dòng chảy, vì không thể rút ra từ đó các thông số của chu kỳ và các chỉ số xác định khác ở một mức độ tin cậy nếu không nói về các giá trị cực trị, mà xác định các giá trị này với độ tin cậy cần thiết thì thường là không thể.

Ngày nay người ta đã biết một số mô hình toán xác suất về dòng chảy của sông phản ánh các giả thiết về đặc tính của chu kỳ, các mối tương quan trong nó và giữa dòng chảy với các quá trình địa vật lý khác. Tuy nhiên một mô hình thông dụng phù hợp với tất cả các sông và các diện tích tích nước hiện nay vẫn chưa có.

Hình dung một cách tổng quát về đặc tính của dòng chảy của sông như một quá trình xác suất là hàm phân bố mật độ xác suất $p(x)$. Tuy nhiên trong lĩnh vực thủy văn học người ta xác định hàm phân bố như là xác suất để đại lượng ngẫu nhiên ξ lớn hơn (và không nhỏ hơn như thường thấy trong lý thuyết xác suất) một số x cho trước nào đó:

$$p(x) = P(\xi > x) \tag{3.34}$$

Theo quy tắc cộng xác suất khi $x_1 < x_2$ ta có:

$$p(\xi > x_1) = P(x_1 < \xi < x_2) + p(\xi > x_2) \tag{3.35}$$

Khi đó xác suất để đại lượng ngẫu nhiên ξ nằm trong khoảng (x_1, x_2) được xác định bởi công thức:

$$P(x_1 < \xi < x_2) = p(x_1) - p(x_2) \tag{3.36}$$

Vì xác suất không có giá trị âm nên từ công thức (3.36) suy ra hàm phân bố trong thủy văn là hàm tăng dần, và giảm dần trong khoảng (0, 1).

$$p(x_1) > p(x_2) \quad \text{khi } x_1 < x_2 \tag{3.37}$$

Nếu các giá trị có thể của đại lượng ngẫu nhiên nằm trong khoảng (b_1, b_2) tức là:

$$p(\xi > b_1) = 1 \tag{3.38}$$

$$p(\xi > b_2) = 0, \tag{3.39}$$

thì:

$$p(x) = \begin{cases} 1 & \text{khi } x \leq b_1 \\ 0 & \text{khi } x \geq b_2 \end{cases} \tag{3.40}$$

Khi $-\infty < x < \infty$:

$$\left.\begin{array}{l} p(x) \to 1 \quad \text{khi } x \to -\infty \\ p(x) \to 0 \quad \text{khi } x \to \infty \end{array}\right\} \tag{3.41}$$

Để ngắn gọn thường viết dưới dạng:

$$p(x) = \begin{cases} 1 & \text{khi } x = -\infty \\ 0 & \text{khi } x = \infty \end{cases} \tag{3.42}$$

Biểu thức (3.42) có thể biểu diễn bằng đường cong trên hình 3.6. Đồ thị hàm *p(x)* trong thủy văn được gọi là đường cong đảm bảo.



Hình 3.6. Đường cong đảm bảo không giới hạn

Trong thủy văn học, để giải thích bản chất đường cong đảm bảo người ta đưa ra khái niệm đường cong theo khoảng thời gian, được hiểu là một loạt các quan sát giá trị lưu lượng nước trên sông trong một khoảng thời gian và được sắp xếp không theo trình tự thời gian theo lịch mà theo trình tự các giá trị giảm dần.

Đường cong theo khoảng thời gian biểu thị xác suất để lưu lượng $Q > Q_i$ sẽ quan sát được trong khoảng thời gian từ 0 đến t_i. Nếu lấy lưu lượng là các giá trị trung bình trong năm nào đó ta có thể xây dựng được đồ thị đường cong

theo khoảng thời gian của năm đó. Và tương tự như vậy ta có thể xây dựng các đường cong đối với các khoảng thời gian khác nhau, kể cả đối với khoảng thời gian dài nhiều năm.

Nếu biểu diễn khoảng thời gian (thang thời gian) theo phần trăm của tổng độ lớn của cả giai đoạn (độ lớn cả giai đoạn này được coi là 100%, hoặc 1,0) thì ta có đường cong đảm bảo như trên hình 3.6.

Như vậy tất nhiên đường cong đảm bảo (theo khoảng thời gian) không thể cho ta biết được trình tự (theo thời gian lịch) xuất hiện các giá trị lưu lượng, nó chỉ phản ánh một quy luật theo loạt quan sát các đại lượng ngẫu nhiên lưu lượng. Đối với loạt quan sát nhiều năm thì quy luật này thể hiện ở chỗ ứng với mỗi giá trị trung bình lưu lượng sẽ có một xác suất xuất hiện nhất định.

Giả sử đã biết luật phân bố xác suất dòng chảy của sông thì đường cong đảm bảo xây dựng theo luật này được gọi là đường cong lý thuyết.

Phương trình của đường cong này (đường cong Pirson) có dạng:

$$P(\xi > x_i) = 1 - \frac{\gamma^\gamma}{G(\gamma)}\int_0^{x_i} x^{\gamma-1}e^{-\gamma x}dx \qquad (3.43)$$

ở đây $\gamma = 1/C^2_v$ (định nghĩa C_v xem phần tiếp sau); $G(\gamma)$ - hàm gamma Euler.

Để dựng được đường cong Pirson cần biết được các thông số sau.

Kỳ vọng toán học của đại lượng ngẫu nhiên ξ (lưu lượng hoặc dòng chảy) - thường được tính theo trung bình số học:

$$x = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n} \qquad (3.44)$$

Hệ số biến thiên C_v xác định theo công thức:

$$C_v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(K_i - 1)^2}{n}} \qquad (3.45)$$

ở đây $K_i = x_i/x$ - hệ số môđun.

Đối với các loạt không quá lớn khi $x \leq 30$ thì trong công thức (3.45) thường thay n bằng $n + 1$.

Hệ số không đối xứng C_s xác định qua hệ số môđun theo công thức:

$$C_s = \frac{\sum_{i=1}^{n}(K_i - 1)^3}{nC^3_v} \quad (3.46)$$

Hệ số C_s theo công thức (3.46) có thể được xác định khi số các loạt $n \geq 100$ năm. Nhưng với đa số các sông của chúng ta thì số các loạt quan sát nhiều như vậy hầu như không có. Do đó thường hệ số C_s lấy bằng bội của C_v, tức là:

$$C_s = \alpha C_v \quad (3.47)$$

Để xây dựng đường cong đảm bảo cần tính được các trục tọa độ ở các giá trị p (%) khác nhau. Điều này được thực hiện bởi các bảng giá trị do Foster lập nên, sau đó được chính xác hóa và phát triển mở rộng bởi Rưbkin.

Để phân tích sự tương thích giữa đường cong lý thuyết và các giá trị thực tế, ta đánh dấu các giá trị quan sát thực tế trên đường cong lý thuyết, và độ đảm bảo được tính theo công thức:

$$p = \frac{m}{n+1}100\% \quad (3.48)$$

ở đây m - số thứ tự các loạt quan sát theo trình tự giảm dần từ cao đến thấp; n - số các loạt.

Đường đồ thị Pirson loại III được sử dụng rộng rãi trong các tính toán thủy văn. Tuy vậy nó cũng có những điểm yếu nhất định nên có nhiều hạn chế trong nhiều trường hợp. Thứ nhất, nó chỉ ứng với các giá trị của độ đảm bảo nhỏ và tiến tới giá trị 0, giá trị các trục tọa độ của đồ thị tiến tới vô cùng. Điều này mâu thuẫn với bản chất vật lý của các hiện tượng, bởi lưu lượng nước của các sông không thể lớn vô cùng. Thứ hai, khi $C_s < 2C_v$ tọa độ của đồ thị đối với các giá trị độ đảm bảo lớn sẽ âm và điều này là vô lý bởi vì dòng chảy của sông không thể là số âm.

Ngoài ra còn có các nhược điểm khác mà với một số sông đường đồ thị Pirson loại III không mô tả hết các chế độ dòng chảy của nó. Trong những trường hợp này người ta sử dụng các luật phân bố xác suất khác. Đồ thị độ đảm bảo thường được sử dụng trong thủy điện để lựa chọn các thông số của nhà máy thủy điện.

3.4. CÔNG CỦA DÒNG CHẢY. SƠ ĐỒ TẬP TRUNG CỘT ÁP

Nước chảy trong sông, ngòi, kênh với sự giảm độ cao H liên tục sinh ra công. Công này bị tiêu hao để thắng sức cản bên trong chuyển động của nước và sức cản ma sát của lòng sông.

Nếu giả sử tại khu vực khảo sát, nước chảy với lưu lượng Q, thì công được sinh ra bởi dòng nước trong 1 giây, tức là công suất thế năng của dòng nước, biểu thị bằng W hoặc J/s được xác định bằng công thức:

$$N = \rho g Q H = 9810 QH \tag{3.49}$$

ở đây ρ - khối lượng riêng của nước, kg/m^3; g - gia tốc rơi tự do, m/s^2; Q - lưu lượng nước m^3/s; H - cột áp (độ chênh), m.

Trong thủy năng công suất được đo bằng kW. Khi có tính đến các tổn hao lưu lượng và cột áp không tránh khỏi ở các thiết bị thì công suất được tính bằng:

$$N = 9{,}81 QH\eta \tag{3.50}$$

ở đây:

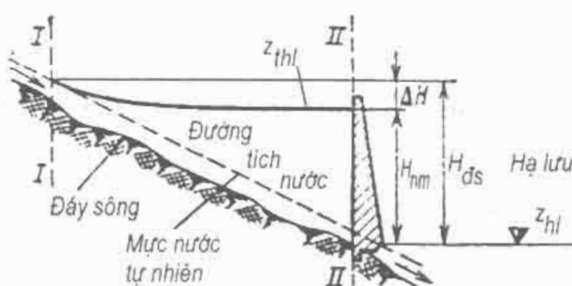
η - hiệu suất của các thiết bị thủy năng.

Năng lượng của dòng chảy E (kW.h) được xác định bằng công suất nhân với thời gian t sẽ bằng:

$$E = \frac{9{,}81 QH\eta t}{3600} = \frac{WH\eta}{367} \tag{3.51}$$

Như vậy muốn biến thuỷ năng của nước thành điện năng thì cần có lưu lượng và cột áp. Công suất điện sẽ càng lớn khi lưu lượng và cột áp càng lớn.

Trong điều kiện tự nhiên hầu như rất hiếm gặp các vị trí có sự tập trung cột áp đủ lớn, như thác nước. Sông ở vùng đồng bằng thường có độ nghiêng tự nhiên khoảng 5 ÷ 10 cm/km, còn ở vùng núi khoảng 5 ÷ 10 m/km. Do đó để có cột áp đủ cho tuabin nhà máy thủy điện làm việc cần phải tạo chúng bằng cách nhân tạo.



Hình 3.7. Sơ đồ đập tập trung cột áp (độ chênh)

Việc tập trung cột áp (hay độ chênh) ở các vị trí thuận lợi nào đó được thực hiện bởi các công trình thủy lợi theo sơ đồ đập ngăn hoặc sơ đồ đường dẫn nước.

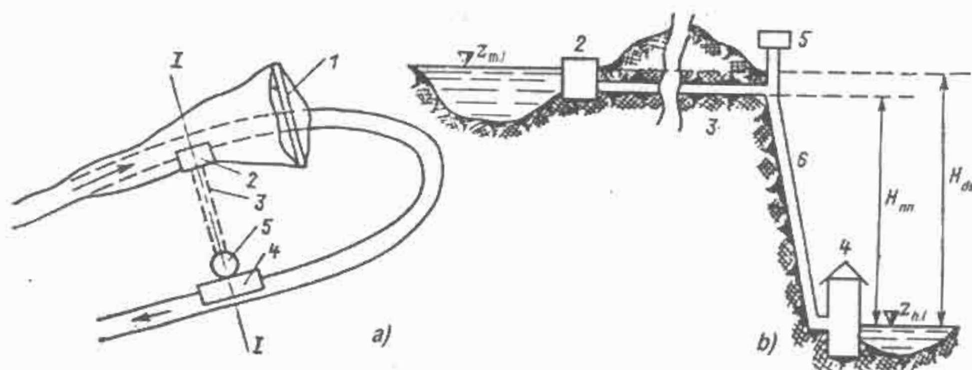
Sơ đồ đập được thực hiện bởi các đập ngăn lòng sông ở khu vực tích nước, kết quả là có độ chênh mức nước giữa phía cao và thấp của đập. Như vậy đã hình thành hồ chứa ở phía trên đập, gọi là thượng lưu, còn phần sông nối tiếp với đập ở phía dưới gọi là hạ lưu. Chênh lệch mức nước của hạ lưu (z_{hl}) và thượng lưu (z_{thl}) tạo nên cột áp cần thiết H cho nhà máy thủy điện. Khi đó cột áp này theo đường cong dâng nước (đường đậm nét trên hình 3.7) sẽ nhỏ hơn một chút khả năng thực có thể của đoạn sông này (*I - II*) $H_{đs}$ và ΔH là phần cột áp không được sử dụng:

$$H_{nm} = H_{đs} - \Delta H \tag{3.52}$$

Ở những sông trên núi cao có độ dốc lớn thường việc tập trung tạo cột áp được thực hiện theo sơ đồ đường dẫn nước như sau: Tại nơi được chọn để tích nước xây một đập ngăn *1*, nước được dâng lên một phần và tạo thành một hồ chứa nhỏ, nước từ hồ chứa đi vào thiết bị nhận nước *2* và qua đó tới đường dẫn nước nhân tạo *3* - được làm dưới dạng kênh hở hoặc dạng đường ngầm hoặc các đường ống dẫn. Nước từ đường dẫn theo các đường ống áp lực *6* đi vào

tuabin của nhà máy điện *4*. Như vậy ở sơ đồ này cột áp được hình thành không do đập ngăn mà do đường dẫn. Lúc này, nếu đường dẫn có áp lực thì ở cuối đường thường xây dựng thêm bể chứa điều chinh *5* để giảm bớt các va đập thủy lực thường xuất hiện khi ở chế độ không dừng. Tất nhiên cột áp sử dụng được của nhà máy thủy điện H_{nm} sẽ nhỏ hơn cột áp tạo thành trong hệ thống chứa, dâng nước (như đường dẫn, ống dẫn) một lượng gọi là tổn thất.

Một dạng sơ đồ tạo cột áp khác là sơ đồ kết hợp đập ngăn - đường dẫn. Sơ đồ này thường được sử dụng tại những đoạn sông có nhiều độ dốc khác nhau trên từng đọan, đoạn có độ dốc không lớn thì sử dụng đập ngăn, đoạn có độ dốc lớn thì sử dụng đường dẫn. Việc sử dụng sơ đồ hỗn hợp này cũng có thể xuất phát từ những khía cạnh, lập luận khác.



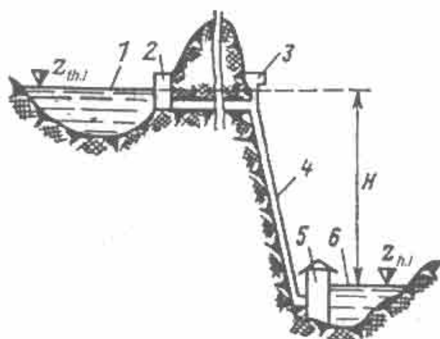
Hình 3.8. Sơ đồ tập trung cột áp bằng đường dẫn

a - hình nhìn từ trên xuống; b - hình nhìn từ bên cạnh; 1 - đập ngăn; 2 - thiết bị nhận nước; 3 - đường dẫn; 4 - tòa nhà chính nhà máy thủy điện; 5 - bể điều chinh; 6 - ống dẫn tới tuabin.

Sơ đồ tích lũy thủy năng được thực hiện bởi nhà máy thủy điện tích năng. Nhà máy kiểu này có hai bể chứa nước trên và dưới (hình 3.9). Bể dưới (hay hạ lưu) là hồ chứa hoặc sông, bể trên là các hồ tự nhiên có sẵn hoặc được tạo nên ở một độ cao nhất định.

Quá trình thực hiện tích năng bởi năng lượng điện được thực hiện như sau: Vào thời gian ban đêm, khi phụ tải điện của hệ thống điện giảm mạnh thì các máy bơm điện của nhà máy sẽ bơm nước từ hồ hạ lưu lên hồ thượng lưu. Khi phụ tải điện ở đỉnh tải thì nước dự trữ trên thượng lưu sẽ được đưa xuống

tuabin làm quay máy phát điện để phát điện. Quá trình thứ nhất gọi là quá trình nạp và quá trình thứ hai là quá trình xả hồ thượng lưu.



Hình 3.9. Sơ đồ nhà máy thủy điện tích năng

1 - hồ thượng lưu; 2 - thiết bị nhận nước; 3 - bể điều chỉnh; 4 - ống dẫn tới tuabin; 5 - tòa nhà chính nhà máy; 6 - hồ hạ lưu.

Máy điện đồng bộ có thể làm việc ở cả chế độ máy phát và chế độ động cơ. Và với tính chất này người ta đã tạo ra sơ đồ ba - máy không cần động cơ riêng cho máy bơm.

Sự xuất hiện các tuabin thuận nghịch làm việc ở cả chế độ máy bơm và tuabin đã làm cơ sở cho hình thành sơ đồ hai máy của nhà máy thủy điện tích năng. Trên cùng một trục van người ta đặt cả máy điện thuận nghịch và máy thủy lực thuận nghịch.

Nếu quá trình nạp hồ thượng lưu không có các tổn hao (như bay hơi, qua hệ thống lọc...) và bao nhiêu nước bơm lên sau đó sẽ bằng như thế được đưa xuống vào tuabin thì nhà máy được gọi là kiểu thuần khiết.

Nếu như hồ thượng lưu còn có một dòng nước tự nhiên không đổi cung cấp thì nhà máy được gọi là kiểu hòa trộn (hỗn hợp) thủy điện - thủy điện tích năng.

Trên thế giới hiện đang vận hành và xây dựng những nhà máy thủy điện tích năng có cột áp từ khoảng vài mét đến khoảng 1770 m. Ở Liên Xô (cũ) có nhà máy thủy điện tích năng ở Kiep có công suất 225 MW, ở ngoại ô Matxcơva có công suất 1200 MW, ở Litva có công suất 1600 MW.

PHẦN HAI

THIẾT BỊ NĂNG LƯỢNG NHIỆT

Chương 4

THIẾT BỊ NỒI HƠI VÀ NHIÊN LIỆU

4.1. PHÂN LOẠI NỒI HƠI VÀ SƠ ĐỒ CÔNG NGHỆ QUÁ TRÌNH TẠO HƠI

4.1.1. Nồi hơi và phân loại nồi hơi

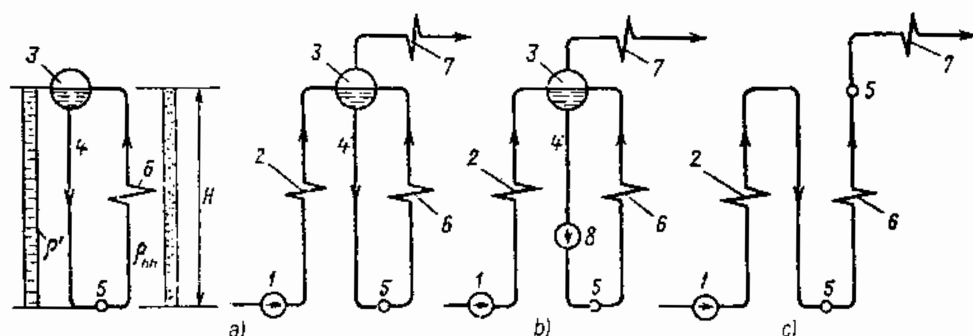
Theo các quy luật biến đổi pha, hơi quá nhiệt áp suất chưa tới hạn nhận được theo trình tự diễn ra các quá trình sau: đun nước cấp tới nhiệt độ bão hòa, sinh hơi, quá nhiệt hơi bão hòa tới giá trị nhiệt độ cho trước. Các quá trình này xảy ra có ranh giới rõ ràng và được thực hiện trong ba nhóm thiết bị trao đổi nhiệt - gọi là các bề mặt nung nóng. Đun nóng nước tới nhiệt độ bão hòa được thực hiện trong phần hâm nước, sự tạo thành hơi diễn ra trên bề mặt bay hơi (hay sinh hơi), và quá nhiệt hơi trong thiết bị gia nhiệt hơi. Các bề mặt trao đổi nhiệt này thường có cấu trúc dạng hình ống.

Để liên tục lấy nhiệt từ sản phẩm cháy nhiên liệu và bảo đảm chế độ nhiệt bình thường cho bề mặt kim loại thì môi chất - nước trong thiết bị hâm nóng, hỗn hợp nước - hơi trong ống sinh hơi, và hơi quá nhiệt trong thiết bị quá nhiệt phải chuyển động liên tục. Khi đó nước trong bộ hâm nhiệt và hơi trong thiết bị gia nhiệt hơi chuyển động một lần qua bề mặt nung nóng (hình 4.1). Khi nước chuyển động trong bộ hâm nhiệt sẽ xuất hiện các trở kháng thủy lực và để thắng những trở kháng này cần phải có bơm tạo áp lực.

Trong các ống sinh hơi tồn tại kết hợp cả chuyển động của nước và hơi, để thắng trở kháng thủy lực của các ống này người ta có các cách thực hiện khác

nhau đối với các kiểu nồi hơi khác nhau. Người ta phân biệt các kiểu nồi hơi gồm: nồi hơi tuần hoàn tự nhiên, tuần hoàn cưỡng bức và nồi hơi kiểu chuyển động thuận chiều.

Nồi hơi kiểu tuần hoàn tự nhiên. Ta xem xét hoạt động của vòng tuần hoàn kín (hình 4.1a) gồm hai hệ thống đường ống: được nung nóng *6* và không được nung nóng *4*, chúng được nối với nhau ở phía trên bởi thùng chứa *3* và ở phía dưới bởi cổ góp *5*. Hệ thống thủy lực kín gồm đường ống được nung nóng và không được nung nóng tạo thành một vòng tuần hoàn được điền đầy nước tới mức cách mặt phẳng ngang đường kính thùng chứa (mặt phẳng giữa thùng chứa) khoảng 15 - 20 cm. Bề mặt ngăn cách giữa thể tích nước và hơi được gọi là *gương bay hơi*. Nước trong thùng chứa và trong ống được nung nóng gọi là nước nồi hơi.



Hình 4.1. Sơ đồ quá trình sự tạo hơi

1 - bơm; 2 - bộ phận hâm nhiệt; 3 - thùng chứa; 4 - ống hạ xuống (dẫn nước); 5 - cổ góp; 6 - ống sinh hơi (bay hơi); 7 - thiết bị quá nhiệt hơi; 8 - bơm tuần hoàn cưỡng bức.

Nước được đun sôi trong ống nung nóng *6* và hỗn hợp nước - hơi trong đó có tỷ trọng là ρ_{hh}. Ống không được nung nóng *4* điền nước có tỷ trọng ρ' với áp suất bằng áp suất trong thùng chứa. Như vậy điểm cuối của vòng tuần hoàn - cổ góp chịu áp lực một mặt là áp suất cột nước trong ống không được nung nóng bằng $H\rho' g$, một mặt chịu áp lực của áp suất cột hỗn hợp hơi - nước trong ống được nung nóng và bằng $H\rho_{hh}g$. Hiệu áp suất hình thành lúc này $H(\rho' - \rho_{hh})g$, (Pa) sẽ tạo ra chuyển động trong vòng tuần hoàn và được gọi là áp lực chuyển động của tuần hoàn tự nhiên *S*:

$$S_{động} = H(\rho' - \rho_{hh})g \qquad (4.1)$$

trong đó H - chiều cao của vòng tuần hoàn, m; ρ', ρ_{hh} - tương ứng là tỷ trọng của nước và hỗn hợp hơi - nước, kg/m^3; g - gia tốc rơi tự do, m/s^2.

Hỗn hợp hơi - nước chuyển động lên trên theo ống được nung nóng, vì thế còn được gọi là các ống nâng lên, còn theo ống không được nung nóng nước chuyển động xuống phía dưới, gọi là ống hạ xuống. Các dòng chuyển động nước và hỗn hợp hơi - nước đủ để làm mát bề mặt kim loại của các ống sinh hơi (được nung nóng bởi sản phẩm cháy), đảm bảo duy trì hoạt động lâu dài và tin cậy.

Tổ máy mà trong các ống sinh hơi chuyển động của môi chất do tác động của áp lực tuần hoàn xuất hiện tự nhiên khi nung nóng các ống được gọi là nồi hơi tuần hoàn tự nhiên (hình 4.1a). Chiều cao vòng tuần hoàn càng cao thì áp lực chuyển động càng lớn và giá trị này thường không vượt quá 0,1 MPa, giá trị này đủ để thắng toàn bộ trở kháng thủy lực trong vòng tuần hoàn.

Khác với chuyển động của nước trong thiết bị hâm nhiệt và hơi trong thiết bị quá nhiệt, chuyển động của môi chất trong vòng tuần hoàn qua lại nhiều lần. Trong quá trình một vòng, lượng nước đi qua ống sinh hơi không biến hết thành hơi, mà chỉ một phần, và nó đi tới thùng chứa dưới dạng hỗn hợp hơi - nước. Ở tuần hoàn tự nhiên thành phần khối lượng hơi ở đầu ra của ống sinh hơi khoảng 3 - 20 %. Khi thành phần hơi ở đầu ra của ống sinh hơi khoảng 20% thì để chuyển toàn bộ lượng nước còn lại khoảng 80% nó cần thực hiện thêm 4 vòng nữa, tức tất cả là 5 lần.

Quá trình tạo hơi và đưa hơi ra từ nồi hơi diễn ra liên tục, lượng nước cấp tới thùng chứa cũng được thực hiện liên tục phụ thuộc vào lượng hơi sinh ra, trong vòng tuần hoàn nước luôn luôn chuyển động tuần hoàn với khối lượng không thay đổi. Tỷ số giữa lượng nước G_n (kG) tuần hoàn và lượng hơi sinh ra G_h (kG) gọi là bội số tuần hoàn:

$$K = G_n/G_h \quad (4.2)$$

Trong nồi hơi tuần hoàn tự nhiên giá trị này vào khoảng từ 5 đến 30 và lớn hơn.

Nồi hơi tuần hoàn cưỡng bức. Trong các ống sinh hơi chuyển động của môi chất có thể được thực hiện cưỡng bức bằng bơm đặt trong vòng tuần hoàn.

Áp lực chuyển động trong trường hợp này lớn hơn vài lần so với tuần hoàn tự nhiên. Do vậy có thể bố trí các ống sinh hơi đa dạng hơn và việc tuần hoàn không chỉ với các ống nâng lên thẳng đứng mà có thể với các ống nằm ngang hoặc thậm chí cả với các ống hạ xuống. Trong các nồi hơi kiểu này bội số tuần hoàn khoảng từ 3 ÷ 10.

Điểm khác nhau cơ bản của nồi hơi tuần hoàn tự nhiên và tuần hoàn cưỡng bức là ở thùng chứa - thể tích cho phép thực hiện sự tuần hoàn trong hệ thống thủy lực kín.

Trong thùng chứa có đủ các vùng môi chất: vùng hâm nhiệt, vùng sinh hơi và vùng quá nhiệt hơi. Hỗn hợp hơi - nước từ ống sinh hơi vào thùng chứa được tách ra thành hai phần: nước và hơi. Phần nước trộn với lượng nước cấp theo ống hạ xuống lại tiếp tục tham gia vào vòng tuần hoàn, còn lượng hơi được đưa tới thiết bị quá nhiệt. Nồi hơi có thùng chứa này làm việc với áp suất nhỏ hơn áp suất tới hạn, $p < p_{t.h}$.

Nồi hơi kiểu thuận dòng. Kiểu nồi hơi này không có thùng chứa, và môi chất đi qua ống sinh hơi chỉ một lần (hình 2.1c), do vậy $K = 1$. Nồi hơi kiểu thuận dòng là hệ thống thủy lực hở. Trong các bề mặt sinh hơi của nồi hơi thuận dòng nước liên tục nối tiếp nhau tạo thành hơi. Nồi hơi làm việc không chỉ với áp suất chưa đến tới hạn mà cả trên tới hạn.

4.1.2. Sơ đồ công nghệ quá trình tạo hơi trong nhà máy điện

Sơ đồ công nghệ tạo hơi trong nhà máy điện tuabin hơi với kiểu nồi hơi thuận dòng làm việc với nhiên liệu rắn được mô tả trên hình 4.2. Nhiên liệu rắn trước khi vào thiết bị nồi hơi được nghiền nhỏ trong thiết bị nghiền thô thành các hạt có kích thước không lớn hơn 25 mm. Sau đó được chuyển tới phễu tiếp liệu *1*, từ đó đưa tới máy nghiền tinh *3*, ở đây nhiên liệu được nghiền nhỏ hơn và được sấy khô.

Để sấy khô nhiên liệu sử dụng không khí nóng có nhiệt độ 250 ÷ 420°C. Không khí này cũng đồng thời để thổi các bột nhiên liệu (bụi nhiên liệu) đã nghiền qua thiết bị vòi phun (đèn xì) vào buồng đốt *7* của nồi hơi *10*, ở đó nước cấp được chuyển thành hơi ở nhiệt độ và áp suất xác định.

Đối với đại đa số nồi hơi, cấu trúc đặc trưng có dạng hình Π. Cửa vào là buồng đốt với thể tích khoảng 2000 ÷ 10000 m^3 (phụ thuộc vào công suất của thiết bị), tại đó bụi than được đốt cháy và năng lượng hóa học của nhiên liệu chuyển hóa thành năng lượng nhiệt. Thành buồng đốt bên trong được làm bằng vật liệu chịu nhiệt, còn bên ngoài bằng vật liệu cách nhiệt. Sát với các tường phía bên trong buồng đốt bố trí các bề mặt (các ống) sinh hơi *9*. Các bề mặt này nhận nhiệt từ ngọn lửa cháy và các khí đốt nhờ bức xạ trực tiếp và gọi là các vách ống buồng đốt.

Sản phẩm cháy được làm nguội một phần, có nhiệt độ 900 ÷ 1200°C (phụ thuộc vào loại nhiên liệu) được đưa tới đường dẫn khí *17*, sau đó được đưa vào tầng hạ xuống thẳng đứng. Các bề mặt nằm trong đường dẫn khí trao đổi nhiệt bằng đối lưu do đó được gọi là bề mặt đối lưu, các đường dẫn khí (ống dẫn khí) cũng được gọi là đường (ống) đối lưu.

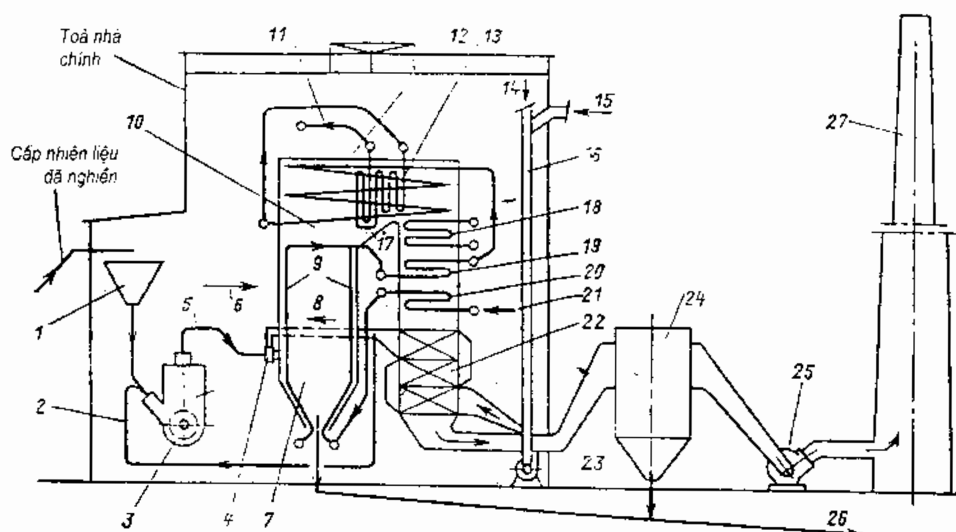
Bề mặt nung nóng ở đó kết thúc quá trình sinh hơi và bắt đầu quá trình quá nhiệt hơi gọi là vùng chuyển tiếp. Để giảm tải làm việc của kim loại, vùng chuyển tiếp thường được bố trí ở khu vực buồng đốt có cường độ đốt nóng không quá lớn (ví dụ như ở trên đỉnh của buồng đốt), hoặc ở vùng khí đối lưu có cường độ đốt nóng nhỏ đi đến hàng chục lần, được gọi là vùng chuyển tiếp ngoài.

Hơi từ vùng chuyển tiếp đã quá nhiệt nhưng không nhiều và được đưa đến bề mặt nung nóng bố trí ở các vách tường buồng đốt (đôi khi bố trí ở khu vực đường dẫn khí nằm ngang). các bề mặt này nhận nhiệt bằng bức xạ do đó gọi là thiết bị quá nhiệt hơi kiểu bức xạ *12*. Sự quá nhiệt hơi lần cuối tới nhiệt độ cần thiết được thực hiện trong thiết bị quá nhiệt hơi kiểu đối lưu *13*. Từ đây hơi có nhiệt độ và áp suất xác định được đưa tới tuabin hơi. Nhiệt độ của khí sau thiết bị quá nhiệt hơi khoảng 650 ÷ 750°C. Trong các nồi hơi lớn thì một phần hơi sau khi qua tuabin sẽ lại được đưa tới một bộ quá nhiệt - gọi là thiết bị quá nhiệt thứ hai (hay thiết bị quá nhiệt trung gian) *18* được bố trí sau thiết bị quá nhiệt chính theo chiều chuyển động của khí), sau đó lại được đưa tới tuabin. Nhiệt độ của khí tại đầu ra của thiết bị hóa hơi trung gian khoảng 500 ÷ 750°C.

Nhiệt độ của sản phẩm cháy tại đầu ra vùng chuyển tiếp vẫn còn khá lớn (cỡ 400 ÷ 500°C), được tận dụng để làm nóng bề mặt của bộ hâm nhiệt *20*.

Nước cấp được đưa tới bộ hâm nhiệt và ở đây được đun nóng đến nhiệt độ xấp xỉ nhiệt độ bão hòa sau đó được đưa tới các vách buồng đốt.

Nhiệt độ của sản phẩm cháy sau khi làm nóng bộ phận hâm nhiệt còn khoảng 300 - 400°C hoặc cao hơn được sử dụng để làm nóng bề mặt đối lưu 22 để làm nóng không khí vào – các bề mặt này được gọi là thiết bị đun nóng không khí. Ở trường hợp đang xét, thiết bị làm nóng không khí bao gồm hệ thống ống thẳng đứng, sản phẩm cháy chuyển động bên trong ống, không khí cần làm nóng chuyển động giữa các ống. Thường thì nhiệt độ không khí khi vào thiết bị này có nhiệt độ khoảng 30 - 60°C. Không khí được làm nóng đến nhiệt độ 250 - 420°C (phụ thuộc vào loại nhiên liệu và và phương thức cháy) chia thành hai dòng: dòng không khí thứ nhất được sử dụng cho chu trình chuẩn bị nhiên liệu như: làm nóng nhiên liệu khi nghiền, vận chuyển các bụi nhiên liệu sau khi nghiền; dòng thứ hai đi thẳng vào buồng đốt qua vòi phun để đảm bảo đốt cháy hoàn toàn bụi nhiên liệu.



Hình 4.2. Sơ đồ công nghệ tạo hơi

1 - phễu tiếp liệu nhiên liệu đã nghiền; 2 - cấp không khí ban đầu; 3 - thiết bị nghiền tinh nhiên liệu; 4 - vòi phun; 5 - cấp hỗn hợp bụi nhiên liệu - không khí vào buồng đốt; 6 - mặt trước nồi hơi; 7 - buồng đốt; 8 - gió cấp hai; 9 - bề mặt sinh hơi; 10 - nồi hơi; 11 - hơi quá nhiệt vào tuabin; 12 và 13 - các thiết bị quá nhiệt hơi; 14 và 15 - thổi không khí vào; 16 - ống dẫn không khí; 17 - đường khí ngang; 18 - thiết bị quá nhiệt trung gian; 19 - khu vực chuyển tiếp; 20 - thiết bị hâm nhiệt; 21 - lối vào nước cấp; 22 - thiết bị đun nóng không khí; 23 - quạt gió; 24 - thiết bị gom tro; 25 - quạt khói; 26 - thải tro và xỉ; 27 - ống khói.

Sản phẩm cháy sau khi qua thiết bị làm nóng không khí có nhiệt độ 110 - 160°C gọi là khí thải. Sử dụng tiếp sản phẩm này (nhiệt độ thấp) không còn phù hợp nên được quạt *25* quạt qua ống khói *27* ra ngoài môi trường.

Tro của nhiên liệu sau khi cháy một phần nhỏ lắng lại trong buồng đốt, còn đa phần được thổi ra ngoài.

Thiết bị gom tro *24* có nhiệm vụ làm sạch các sản phẩm cháy. Quạt thổi khói được đặt sau thiết bị gom tro để tránh bị ăn mòn.

Tro trong buồng đốt có thể ở trạng thái rắn hoặc lỏng được thải ra ngoài nhờ thiết bị thải tro xỉ *26*. Tro trong thiết bị gom tro được thải ra ngoài bằng thiết bị thải tro riêng.

Như vậy, thiết bị và cơ cấu đảm bảo hoạt động của nồi hơi gồm: thiết bị tiếp liệu; bơm cấp nước; hệ thống quạt không khí; thổi khói; và các thiết bị phụ trợ khác.

Nồi hơi và các thiết bị nêu trên tạo thành thiết bị nồi hơi. Do đó khái niệm thiết bị nồi hơi được hiểu rộng hơn khái niệm nồi hơi.

Từ việc xem xét sơ đồ công nghệ quá trình tạo hơi (hình 4.2) thấy rằng, thành phần của thiết bị nồi hơi gồm:

Nhánh nhiên liệu là hệ thống đồng bộ các thành phần của thiết bị nồi hơi thực hiện việc tải, vận chuyển nhiên liệu, chuẩn bị nhiên liệu và đưa nhiên liệu vào buồng đốt. Các thiết bị của nhánh nhiên liệu gồm: thiết bị bốc dỡ nhiên liệu, thiết bị nghiền thô, băng tải nhiên liệu, phễu nhiên liệu nghiền thô, thiết bị nghiền tinh và các ống dẫn từ đó đến buồng đốt. Nhiên liệu được chuyển tới phễu nhiên liệu nghiền thô bằng băng tải sử dụng động cơ điện; bắt đầu từ thiết bị nghiền thô trở đi, để thắng các trở kháng trong nhánh nhiên liệu sử dụng quạt gió.

Nhánh hơi nước là hệ thống các thành phần thiết bị lắp đặt nối tiếp nhau trong đó có chuyển động nước cấp, hỗn hợp hơi - nước và hơi quá nhiệt. Nhánh hơi nước gồm các thiết bị sau: Bộ hâm nhiệt, các vách buồng đốt, thiết bị quá nhiệt. Để thắng trở kháng thủy lực trong nhánh này có các cách khác nhau phụ thuộc vào phương pháp tạo hơi. Với sơ đồ đã khảo sát nồi hơi kiểu thuận dòng, để thắng các trở kháng này người ta dùng bơm cấp (hình 4.1c).

Nhánh không khí là hệ thống thiết bị để lấy không khí từ khí quyển (không khí lạnh), làm nóng không khí, vận chuyển và cấp vào buồng đốt. Nhánh này gồm các thiết bị: thùng thu không khí lạnh, thiết bị làm nóng không khí (về phía không khí), thiết bị phun; trở kháng khí động được vượt qua nhờ quạt gió.

Nhánh khí đốt là hệ thống đồng bộ các thành phần thiết bị qua đó khí đốt di chuyển cho đến khi thải vào khí quyển; hệ thống được bắt đầu trong buồng đốt, qua thiết bị quá nhiệt, bộ hâm nhiệt, thiết bị làm nóng không khí (từ phía không khí) và kết thúc bởi ống khói. Trở kháng khí động của nhánh được vượt qua nhờ thiết bị hút khói.

Thiết bị nồi hơi hiện đại là công trình có cấu trúc phức tạp, các quá trình diễn ra trong đó đều được cơ khí hóa và tự động hóa hoàn toàn; để nâng cao độ tin cậy chế độ làm việc của nồi hơi người ta lắp đặt hệ thống bảo vệ an toàn tự động.

4.1.3. Các đặc tính cơ bản của nồi hơi

Năng suất tạo hơi - hay công suất hơi D (T/h) là lượng hơi sinh ra bởi nồi hơi trong thời gian một giây. Tính toán nồi hơi được thực hiện với năng suất định mức D_{dm}, đây là giá trị tải trọng lớn nhất mà nồi hơi có thể thực hiện trong thời gian dài mà không bị giảm các chỉ tiêu kinh tế với loại nhiên liệu đã tính toán. Trong công nghiệp đã chế tạo các nồi hơi năng lượng ổn định với các mức công suất khác nhau (bảng 4.1).

Hiện nay người ta đã chế tạo các tổ máy có công suất hơi 1000, 1650, 2650 và 3950 T/h ở áp suất 25,5 MPa với độ quá nhiệt 545 ÷ 565°C và hiệu suất 92 ÷ 94%. Các nồi hơi này đảm bảo cung cấp hơi cho các tuabin công suất tương ứng là: 300, 500, 800 và 1200 MW.

Thông số của hơi quá nhiệt được đặc trưng bởi áp suất và nhiệt độ ở ống góp đầu ra của thiết bị quá nhiệt hơi. Các nồi hơi áp suất từ 14 MPa trở lên đều có quá nhiệt trung gian hơi.

Nhiệt độ của hơi quá nhiệt cần phải duy trì ổn định trong quá trình vận hành. Giảm đột ngột nhiệt độ hơi sẽ gây ảnh hưởng xấu tới chế độ làm việc của tuabin và làm giảm tính kinh tế của nó; tăng lớn quá sẽ làm giảm độ bền

của vùng đầu ra của thiết bị quá nhiệt hơi, của các ống dẫn hơi nối tuabin với nồi hơi và của các thành phần của bộ phận áp suất cao của tuabin.

Khi vận hành cần duy trì áp suất hơi ổn định vì giảm áp suất sẽ làm giảm công suất và tính kinh tế của tuabin, còn nếu tăng sẽ dẫn đến làm tăng ứng suất các chi tiết của thiết bị.

Bảng 4.1

Các nồi hơi năng lượng ổn định

Phân loại theo áp suất	Thông số hơi quá nhiệt			Năng suất hơi định mức, $D_{đm}$, T/h
	Áp suất, MPa	Nhiệt độ °C		
		Hơi mới	Hơi quá nhiệt lần hai	
Trung bình	4	440	-	10; 16; 25; 35; 50; 75
Cao	10	540	-	90; 120; 160; 200
	14	570, 545	-	200; 320; 420
	14	570, 545	570, 545	480; 500; 640; 670
Trên tới hạn	25,5	565; 545	570, 545	950; 1000; 1600; 1650; 2500; 2650; 3600; 3950

4.2. NHIÊN LIỆU

4.2.1. Phân loại và thành phần nhiên liệu

Các chất có khả năng tham gia phản ứng với ôxy trong không khí và có tỏa nhiệt riêng (nhiệt tỏa trên một đơn vị khối lượng hoặc đơn vị thể tích) lớn ở nhiệt độ cháy cao gọi là nhiên liệu hữu cơ.

Trong lĩnh vực năng lượng chủ yếu sử dụng các nhiên liệu hữu cơ như than đá, than bùn, đá phiến cháy, mazut, khí tự nhiên. Thời gian gần đây nhiên liệu hạt nhân được sử dụng nhiều để cung cấp nhiệt năng.

Phụ thuộc vào trạng thái của nhiên liệu người ta phân biệt nhiên liệu rắn, lỏng (mazut) và khí, còn theo phương thức khai thác thì phân biệt nhiên liệu tự nhiên và nhân tạo.

Dầu mazut và khí là những nhiên liệu hiếm, do đó thường hạn chế sử dụng trong ngành năng lượng. Sử dụng rộng rãi hơn cả là các nhiên liệu rắn (than) có chất lượng thấp vì sử dụng chúng trong các lĩnh vực khác ít có hiệu quả.

Nhiên liệu rắn và lỏng được cấu tạo bởi các mối liên kết hóa học phức tạp của cácbon C, hyđrô H, lưu huỳnh S, ôxy O và nitơ N. Trong thành phần nhiên liệu còn có nước W, một số chất không cháy (chất khoáng) A khi cháy sẽ tạo thành tro.

Các tính toán cơ bản về sự cháy nhiên liệu được thực hiện trên cơ sở thành phần cấu tạo của chúng và phân tích kỹ thuật. Thành phần cấu tạo tính theo phần trăm (C, H, S, O và N), độ ẩm W và tro A được tính toán và xác định trong phòng thí nghiệm. Còn nhiên liệu cấp cho nhà máy điện có thành phần khối lượng sau:

$$C^{lv} + H^{lv} + O^{lv} + N^{lv} + S^{lv} + A^{lv} + W^{lv} = 100\% \qquad (4.3)$$

Thành phần cháy của nhiên liệu: cácbon C, hyđrô H, lưu huỳnh S. Trong đó lưu huỳnh là chất độc hại, tỏa ra ít nhiệt lượng, gây ra ăn mòn các thiết bị và gây nhiễm bẩn môi trường bởi các chất thải độc hại.

Khí tự nhiên là hỗn hợp cơ học các khí cháy và không cháy. Thành phần cơ bản của khí tự nhiên là: metan CH_4 (90 - 98 %) các hợp chất cácbon nặng C_mH_n (1 - 6%), nitơ N_2 (1 - 4%).

4.2.2. Các đặc trưng kỹ thuật của nhiên liệu

Nhiệt lượng cháy, độ tro, độ ẩm, lượng khí bay ra là các đặc trưng kỹ thuật của nhiên liệu có ảnh hưởng lớn tới cấu trúc nồi hơi, tới các thiết bị phụ trợ và tới việc tổ chức vận hành thiết bị.

Nhiệt lượng cháy. Nhiệt lượng được sinh ra trong quá trình cháy nhiên liệu. Lượng nhiệt sinh ra khi cháy hoàn toàn 1 kg (đối với nhiên liệu rắn hoặc lỏng) hoặc 1 m^3 (đối với nhiên liệu khí) được gọi là nhiệt lượng cháy. Nhiệt lượng cháy càng lớn thì lượng nhiên liệu cần càng ít khi năng suất hơi của nồi hơi không đổi.

Độ tro. Nhiên liệu hóa thạch ở thể rắn hoặc lỏng có chứa một số chất khoáng không cháy chủ yếu là đất sét $Al_2O_3.2SiO_2.2H_2O$, cát SiO_2, pirit sắt

FeO_2. Khi nhiên liệu cháy các chất khoáng cặn này biến thành tro. Ở nhiệt độ cao trong buồng đốt chúng bị đốt chảy sinh ra xi.

Độ tro lớn trong nhiên liệu sẽ làm giảm nhiệt lượng cháy của nhiên liệu, tăng chi phí vận chuyển, tăng sự ăn mòn và làm bẩn bề mặt trao đổi nhiệt, tăng trở kháng của nhánh khí, giảm cường độ truyền nhiệt do cần phải hạn chế vận tốc các sản phẩm cháy. Độ tro cao làm tăng giá thành các thiết bị như: nghiền thô nhiên liệu rắn, gom tro, thải tro..., làm bẩn không khí trong nhà máy. Lượng tro nóng chảy làm giảm độ cháy nhiên liệu.

Độ ẩm. Độ ẩm cao của nhiên liệu ảnh hưởng tới các vấn đề như: giảm nhiệt lượng cháy, tăng khối lượng nhiên liệu, tăng chi phí vận chuyển nhiên liệu, tăng thể tích sản phẩm cháy và tổn thất nhiệt lượng qua khí thải, tăng năng lượng điện cho động cơ máy hút khói, độ ẩm cũng làm tăng độ ăn mòn và làm bẩn bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị làm nóng không khí, giảm độ xốp tơi của nhiên liệu.

Với những vùng khí hậu lạnh, vào mùa đông độ ẩm cao của nhiên liệu làm tăng khả năng đóng băng nhiên liệu do đó sẽ tiêu tốn thêm nhiệt lượng để sơ bộ làm nóng nhiên liệu, và sưởi ấm các khu bốc dỡ vận chuyển.

Các chất bay hơi. Khi nung nóng không có không khí, nhiên liệu rắn sẽ phân chia thành thành phần khí gọi là các chất bay hơi, và phần chất rắn gọi là cốc.

Khi nung nóng nhiên liệu, đầu tiên sẽ sinh ra hơi nước bay lên, sau đó là các chất bay hơi, đó là hỗn hợp các khí cháy (CO, H_2, CH_4, C_mH_n) và không cháy (CO_2, N_2, ...).

Việc sinh ra các chất khí bay hơi là một trong những đặc tính quan trọng của nhiên liệu rắn, nó ảnh hưởng tới điều kiện bắt lửa và quá trình cháy nhiên liệu, do đó ảnh hưởng trực tiếp tới việc tổ chức, lựa chọn thể tích buồng đốt, hiệu quả của sự cháy nhiên liệu.

Độ nhớt. Đối với nhiên liệu lỏng (dầu mazut), đặc tính kỹ thuật quan trọng là độ nhớt. Độ nhớt phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ, độ nhớt tăng khi nhiệt độ giảm và nó liên quan tới độ đậm đặc kết dính của nhiên liệu.

Độ nhớt của dầu mazut có ảnh hưởng lớn tới quá trình thực hiện cấp nhiên liệu, tới hiệu quả vận chuyển bằng đường ống dẫn, tới chất lượng và nhiệt lượng cháy, và khả năng chống đọng nước trong dầu. Để giảm độ nhớt của dầu người ta nung nóng nó đến nhiệt độ 80 - 95°C.

Các đặc tính cơ bản của khí tự nhiên là tỷ trọng, khả năng phát nổ và tính độc hại của nó.

Khả năng phát nổ. Hỗn hợp khí cháy và không khí với một tỷ lệ phần trăm nhất định khi có ngọn lửa có thể phát nổ.

Nồng độ nguy hiểm khí đốt trong không khí phụ thuộc vào thành phần hóa học và tính chất của khí. Đối với khí tự nhiên, giới hạn bắt lửa dưới và trên là 4,5 và 13,5% theo thể tích. Giới hạn bắt lửa rộng nhất là hyđrô (từ 4,1 đến 74%), CO (12,5 đến 74%), axêtylen (2,5 đến 80%).

Độc tính. Độc tính được hiểu là khả năng của khí cháy tạo ra sự nhiễm độc. Thành phần nguy hiểm nhất là CO và H_2S. Nồng độ giới hạn cho phép CO trong không khí là 0,03 mg/l, với H_2S là 0,01 mg/kg.

Nhiên liệu quy ước. Nhiệt lượng của quá trình cháy là đặc tính quan trọng nhất của nhiên liệu. Nhiên liệu khác nhau có nhiệt lượng cháy khác nhau, thay đổi thành phần trong nhiên liệu sẽ thay đổi nhiệt lượng cháy của nó.

Để so sánh hiệu quả sử dụng nhiên liệu trong các nồi hơi khác nhau, nhằm lập kế hoạch khai thác và tiêu thụ nhiên liệu, trong tính toán người ta đưa ra khái niệm nhiên liệu quy ước. Nhiên liệu quy ước là nhiên liệu mà nhiệt lượng cháy một khối lượng của nó bằng $Q_{q\,u}$ = 29,33 MJ/kg (7000 kcal/kg). Theo đó đối với mỗi loại nhiên liệu sẽ có tương đương nhiệt, nhỏ hơn hay lớn hơn 1:

$$E = \frac{Q^{u}_{thap}}{Q_{q\,u}} \tag{4.4}$$

Tiêu hao nhiên liệu quy ước $B_{q\,u}$ và nhiên liệu thực tế B được thể hiện bằng:

$$\frac{B_{qu}}{B} = \frac{Q^{u}_{thap}}{Q_{q.u}} \tag{4.5}$$

4.3. CẤP NHIÊN LIỆU TRONG NHÀ MÁY ĐIỆN

4.3.1. Cấp nhiên liệu nhà máy điện dùng than bột

Sơ đồ công nghệ. Nhiên liệu rắn được cung cấp từ nơi khai thác đến nhà máy nhiệt điện bằng đường sắt hoặc đường thủy, với khoảng cách gần - bằng băng tải hoặc đường cáp treo. Trường hợp các nhà máy nằm nhiều nơi, nhiên liệu được cung cấp đến nhà máy chủ yếu bằng đường sắt, gồm các toa tàu tải trọng lớn đến 125 tấn.

Nhà máy điện và các xí nghiệp khai thác nhiên liệu thường ở các nơi có khí hậu khắc nghiệt và mùa đông kéo dài. Trong những trường hợp này, khi phải vận chuyển nhiên liệu đường dài và nhiên liệu phải lưu trên đường vận chuyển thời gian dài, ví dụ, mùa đông các nhiên liệu ẩm sẽ đông cứng, mất đi độ tơi xốp, dính vào thành toa tàu, gây khó khăn khi bốc dỡ.

Sơ đồ tuyến nhiên liệu và thiết bị sẽ tính đến cả kiểu và tính chất nhiên liệu cũng như các điều kiện cung cấp.

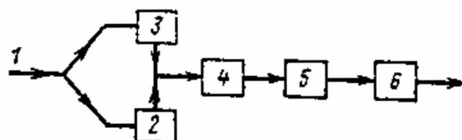
Trong tổ hợp hệ thống tuyến nhiên liệu nhà máy điện (hình 4.3) gồm có:

- Thiết bị thu nhận và dỡ nhiên liệu;

- Kho nhiên liệu, đảm bảo cho nhà máy điện làm việc liên tục ngay cả khi nhiên liệu cung cấp bị gián đoạn;

- Thiết bị nghiền nhiên liệu sơ bộ đến kích thước 15 ÷ 25 mm;

- Các phương tiện vận tải, đảm bảo liên tục vận chuyển và cung cấp nhiên liệu trong khuôn khổ tuyến nhiên liệu đến phễu than của lò hơi;



Hình 4.3. Sơ đồ nguyên lý cung cấp nhiên liệu nhà máy điện đốt than bột

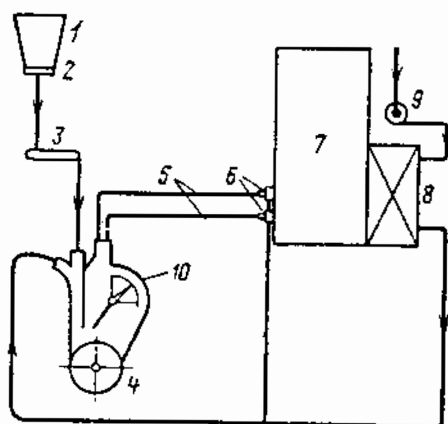
1- cung cấp nhiên liệu; 2- thiết bị nhận; 3 - kho nhiên liệu; 4 - máy nghiền nhiên liệu; 5 - cơ cấu vận chuyển nhiên liệu; 6 - phễu than của lò hơi

- Thiết bị nghiền nhiên liệu sau cùng và cấp bột nhiên liệu vào buồng đốt của nồi hơi

Ngoài ra còn có những sơ đồ khác bố trí thiết bị tuyển nhiên liệu.

Nghiền nhiên liệu. Tập hợp các thiết bị cần thiết để nghiền, sấy và cấp nhiên liệu dạng bột vào thiết bị buồng đốt gọi là hệ thống chuẩn bị nhiên liệu.

Người ta phân biệt hệ thống chuẩn bị bột chung và hệ thống riêng khác nhau. Tại hệ thống chuẩn bị bột chung, bột nhiên liệu được chuẩn bị trong thiết bị đặt tại khu nhà riêng biệt (khu nghiền trung tâm), bột nhiên liệu thu được sẽ sử dụng cho tất cả các lò hơi nhà máy điện. Đối với hệ thống riêng, bột nhiên liệu được chuẩn bị trong thiết bị đặt trực tiếp gần lò hơi.



Hình 4.4. Sơ đồ kín nghiền nhiên liệu và phun trực tiếp vào buồng đốt

1 - phễu nhiên liệu thô; 2 - cửa chắn; 3 - thiết bị cấp nhiên liệu thô; 4 - máy nghiền; 5 - ống dẫn bột nhiên liệu; 6 - vòi đốt; 7 - lò hơi; 8 - thiết bị sấy không khí; 9 - quạt thổi

Sơ đồ hệ thống nghiền nhiên liệu riêng phổ biến được thể hiện trên hình 4.4. Từ phễu than *1*, nhiên liệu thô dạng cục đi vào thiết bị tiếp nhận *3*, sau đó vào máy nghiền *4*. Không khí nóng được cấp đến máy nghiền do đó nhiên liệu vừa được nghiền vừa được sấy khô. Trong thiết bị tách của máy nghiền *10*, các hạt nhiên liệu to được tách ra khỏi dòng không khí và bột nhiên liệu chính, quay lại để được nghiền tiếp. Bột nhiên liệu cùng với không khí (gió cấp 1) đi qua thiết bị phân phối vào vòi đốt *6*. Tùy thuộc vào loại nhiên liệu, gió cấp 1

có thể là 15 đến 60% toàn bộ không khí cần thiết cho việc đốt và gió này sau khi cấp nhiệt để sấy nhiên liệu trong máy nghiền, theo điều kiện chống nổ cần phải có nhiệt độ không vượt quá 70 ÷ 130°C.

Gió cấp 2 (85 ÷ 40%) được đốt nóng trong thiết bị sấy không khí đến nhiệt độ 250 ÷ 420°C, trực tiếp đi vào thiết bị vòi đốt.

Tất cả lực cản của hệ thống được giải quyết bằng quạt, do đó hệ thống bột có áp suất dư (trước máy nghiền 1 ÷ 1,5 kN/m^2). Để tránh bụi nhiên liệu trong máy nghiền ảnh hưởng đến điều kiện làm việc vệ sinh của công nhân, toàn bộ hệ thống nghiền phải đảm bảo độ kín cao.

Đặc tính của nhiên liệu bột. Nhiên liệu dạng cục được chuyển hóa thành dạng bột trong máy nghiền, trong đó nhiên liệu bột dạng đa tán xạ, có nghĩa là các hạt nhiên liệu nhiều kích thước, từ 0,1 đến 300 - 500 μm, còn khi nghiền thô than nâu - đến 1000 μm.

Bột cùng với không khí (bột - khí) tạo thành nhũ tương, tương tự như chất lỏng có thể vận chuyển dễ dàng bằng đường ống, ưu điểm này được sử dụng rộng rãi khi vận chuyển bằng khí nén trong hệ thống sấy - nghiền nhiên liệu.

Chất lượng bột được đặc trưng bởi kích thước các phần - độ mịn của bột, được xác định theo sự phân tán của bột thu được trên sàng.

Sàng được đánh số theo số lỗ trên độ dài 1 cm. Ví dụ sàng số 30 sẽ có 30 lỗ trên độ dài 1 cm hay 900 lỗ trên diện tích 1 cm^2.

Khi vận hành sử dụng các sàng với kích thước lỗ 200 và thậm chí 1000 μm đối với nghiền thô (than nâu) và 90 μm khi nghiền tinh (than đá và than antraxit).

Khi sàng thử các hạt nhỏ sẽ đi qua sàng, còn các hạt lớn nằm lại trên sàng. Các hạt lớn gọi là phần còn lại ký hiệu là *R*, phần đi xuống dưới gọi là phần lọt qua ký hiệu là *D*. Cả hai thành phần được tính theo % khối lượng thử ban đầu. Đối với mỗi số sàng, phần còn lại và phần lọt qua bao gồm:

$$R_x + D_x = 100\% \tag{4.6}$$

trong đó chỉ số ký hiệu kích thước tuyến tính lỗ sàng. Theo đó, độ mịn của bột có thể biểu thị bằng phần còn lại trên sàng hoặc phần lọt qua sàng. Trong thực tế chuẩn bị bột thường tính theo phần còn lại, ví dụ R_{90}, R_{120}, R_{200}.

Kích thước các hạt càng nhỏ thì nhiên liệu không cháy hết trong buồng đốt càng ít, tuy nhiên khi đó cần sử dụng nhiều năng lượng hơn cho việc nghiền nhiên liệu. Ngược lại khi nghiền thô, năng lượng tiêu hao ít hơn, khi đó nhiên liệu không cháy hết trong buồng đốt nhiều hơn và do đó tính kinh tế của lò hơi giảm xuống.

Đối với mỗi loại nhiên liệu, kiểu chuẩn bị bột nhiên liệu và kiểu thiết bị buồng đốt sẽ có một độ mịn có lợi nhất, gọi là độ mịn kinh tế, tối ưu của bột, tương ứng với chi phí thấp nhất. Độ mịn kinh tế của bột nhiên liệu được thiết lập bằng cách thử nghiệm trong quá trình vận hành. Yếu tố cơ bản ảnh hưởng đến độ mịn của bột nhiên liệu là độ bay V_g. Độ bay càng lớn, bột có thể càng thô.

Các nhiên liệu khác nhau đặc trưng bởi đặc tính cơ học khác nhau (độ cứng); cùng một máy nghiền khi nghiền các nhiên liệu khác nhau có năng suất khác nhau.

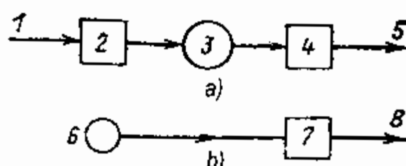
Đối với đặc tính nghiền nhiên liệu, người ta đưa vào khái niệm hệ số thí nghiệm tương đối của khả năng nghiền k_{tn}, được hiểu là tương quan giữa tiêu thụ năng lượng cho việc nghiền nhiên liệu chuẩn (nhiên liệu chuẩn được chấp thuận AIII) và tiêu thụ năng lượng cho việc nghiền nhiên liệu thử nghiệm:

$$k_{tn} = E_{ch}/E_{tn} \quad (4.7)$$

4.3.2. Cấp nhiên liệu nhà máy điện chạy dầu - khí

Sơ đồ công nghệ chuẩn bị mazut. Mazut được cấp đến nhà máy điện bằng đường sắt hoặc đường thủy, khi khoảng cách từ nhà máy lọc dầu không lớn - theo tuyến đường ống. Phần lớn dầu mazut được vận chuyển theo đường sắt bằng các xitec trọng tải đến 125 tấn. Xitec không có khả năng giữ nhiệt độ cần thiết khi vận chuyển và rót dầu mazut có độ nhớt cao và nhiệt độ đông đặc cao. Vì lý do này mazut với nhiệt độ khi rót 60 - 75°C, tùy thuộc vào thời gian vận chuyển và điều kiện khí hậu, thường khi đến nhà máy điện có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ đông đặc, do đó thậm chí mùa hè để rót hết ra từ xitec cần phải làm nóng xitec. Để khắc phục trở ngại này, trong các nhà máy điện mới áp dụng việc làm nóng phối hợp trong nhà ấm: ban đầu làm nóng bằng bức xạ từ

các dàn ống bằng hơi nhiệt độ 200°C, sau khi rót xong phần lớn dầu mazut sẽ được làm nóng bằng không khí nóng nhiệt độ 125°C.



Hình 4.5. Sơ đồ chuẩn bị nhiên liệu trong nhà máy điện chạy khí, mazut

a - chuẩn bị mazut; b - chuẩn bị khí;

1 - bơm cấp mazut; 2 - thiết bị nhận - rót; 3 - bể chính; 4 - bơm mazut; 5 - đưa đến vòi đốt chạy mazut; 6 - đường ống khí; 7 - trạm điều chỉnh khí; 8 - đưa đến vòi đốt chạy khí

Trong khoang buồng đốt mazut được cấp vào bằng cách phun.

Việc phun được thực hiện bằng vòi phun cơ khí hoặc vòi phun hơi.

Tuyến công nghệ chuẩn bị dầu mazut trong nhà máy điện khi phun cơ khí (hình 4.5a) gồm có: thiết bị thu nhận - rót (cầu rót với các máng, bể thu với các bơm mazut ngầm), các bể chính dùng để dự trữ và bơm mazut. Tại đây việc chuẩn bị dầu được thực hiện: loại bỏ các tạp chất làm bẩn vòi phun bằng thiết bị lọc cơ học, nâng áp suất bằng bơm và làm nóng dầu trong các thiết bị gia nhiệt.

Sơ đồ công nghệ chuẩn bị nhiên liệu khí. Nhà máy điện nhận khí tự nhiên từ đường ống dẫn khí dài tới 3 - 4 nghìn km với đường kính đến 2 m hoặc hơn. Khí tự nhiên được cấp đến nhà máy điện theo đường ống. Không xây dựng bể chứa khí ngay trong khu vực nhà máy vì lý do an toàn.

Sơ đồ cấp khí cho nhà máy điện chạy khí được thể hiện trên hình 4.5b. Chuẩn bị khí tự nhiên bao gồm việc lọc và giữ khí ở áp suất nhất định bằng van tiết lưu từ đường ống dẫn khí. Thường áp suất trong ống dẫn khí đối với khí tự nhiên khoảng 0,5 - 0,6 MPa và có thể thay đổi trong một khoảng rộng, do đó việc cấp khí cho nhà máy có thể không đồng đều. Chuẩn bị nhiên liệu khí cần xem xét việc tiết lưu tuyến ống dẫn khí, thành trạm điều chỉnh khí và duy trì áp suất khí ổn định (thường 0,11 ÷ 0,13 MPa).

4.4. SẢN PHẨM CHÁY QUÁ TRÌNH CHÁY NHIÊN LIỆU

4.4.1. Thành phần và thể tích các sản phẩm cháy

Sự cháy là phản ứng kết hợp các nguyên tố cháy được của nhiên liệu với quá trình ôxy hóa ở nhiệt độ cao, kèm theo giải phóng nhiệt ở cường độ cao. Chất ôxy hóa được sử dụng là ôxy của không khí.

Trong quá trình cháy, các nguyên tố cháy của nhiên liệu tạo ra sản phẩm ôxy hóa như C thành CO_2, S thành SO_2 và H_2 thành H_2O. Trong sản phẩm cháy còn có nitơ của không khí và nhiên liệu.

Lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu rắn và lỏng hoặc 1 m^3 khí nhiên liệu trong điều kiện tất cả khí ôxy chứa trong không khí đều phản ứng với nhiên liệu, được gọi là lượng không khí cần thiết lý thuyết V^0_{kk} và được biểu thị bằng m^3 trên kg nhiên liệu rắn hoặc lỏng, hay trên m^3 nhiên liệu khí.

Trong điều kiện thực tế không thể đốt cháy hết nhiên liệu với lượng không khí cần thiết theo lý thuyết, vì không thể trộn đều nhiên liệu với không khí. Tại một số nơi của buồng đốt nhiên liệu nhận được không khí nhiều hơn, trong khi đó tại một số chỗ khác của buồng đốt lại nhận được không khí ít hơn cần thiết để đốt cháy hết nhiên liệu. Do thiếu không khí ở một số chỗ, quá trình cháy không được hoàn toàn. Để đốt cháy hết nhiên liệu cần cấp không khí nhiều hơn.

Lượng không khí cần thiết thực tế được ký hiệu là V_{kk} (m^3/kg hoặc m^3/m^3). Tỷ lệ lượng không khí thực tế cấp vào buồng đốt trên lượng không khí tính theo lý thuyết được gọi là hệ số dư không khí trong buồng đốt:

$$\alpha = V_{kk} / V^0{}_{kk} \qquad (4.8)$$

Khi $\alpha = 1$, các sản phẩm cháy sẽ là các khí có ba nguyên tử RO_2 ($RO_2 = CO_2 + SO_2$), nitơ N_2 và hơi nước H_2O. Khi $\alpha > 1$, trong sản phẩm cháy ngoài các sản phẩm liệt kê trên còn có ôxy dư.

Hệ số dư không khí trong buồng đốt phụ thuộc vào loại nhiên liệu, phương pháp đốt, cũng như cấu trúc thiết bị buồng đốt và hiệu quả của việc

trộn nhiên liệu và không khí. Trộn càng kỹ thì không khí dư càng cần ít. Trộn hiệu quả nhất đạt được khi hỗn hợp đồng nhất khí nhiên liệu và không khí.

Khi đốt nhiên liệu rắn α còn phụ thuộc vào tro bay. Nhiên liệu dễ tạo phản ứng, khác biệt bởi lượng tro bay lớn, dễ bén lửa và cháy nhanh do đó cần dư không khí ít so với nhiên liệu ít tro bay. Khi chọn hệ số α độ mịn của bột nghiền cũng ảnh hưởng. Bột thô cần nhiều không khí. Thường thường khi đốt than bột $\alpha = 1,2 \div 1,25$. Đối với nhiên liệu lỏng và khí, $\alpha = 1,05 \div 1,1$.

Tuyến khí của lò hơi có thể làm việc với áp suất thấp hơn hoặc cao hơn áp suất khí quyển. Trong lò hơi tăng áp, để tránh việc lửa hoặc sản phẩm cháy ra ngoài, thành lò hơi được làm rất kín.

Phần lớn tuyến khí làm việc với không khí loãng (thấp áp), do đó không khí bên ngoài có thể vào buồng đốt, áp suất thấp theo tuyến cũng thay đổi: phần trên buồng đốt 20 Pa, trước ống khói 2000 ÷ 3000 Pa.

Mặt tường lò hơi theo kích thước ngoài rất lớn, đối với thiết bị công suất lớn có thể đến 2000 ÷ 5000 m^2. Mặt này có nhiều cửa, mặc dù đều đóng nhưng không thể kín tuyệt đối. Có những khe hở ở những nơi tường xây cho phép sự giãn nở của các ống, các chỗ hàn, các chi tiết của thiết bị sấy không khí ... Qua khe hở không khí đi vào dòng sản phẩm cháy và làm dư thêm không khí; do đó lượng sản phẩm cháy theo tuyến khí từ buồng đốt đến nơi ra khỏi lò tăng lên. Bình thường theo toàn bộ tuyến khí lò hơi với áp suất thấp hơn khí quyển, lượng khí vào khoảng: $\sum\Delta\alpha_i = 0,2 \div 0,3$. Trong lò hơi tăng áp trên đoạn tuyến khí từ buồng đốt đến sấy không khí $\sum\Delta\alpha_i = 0,2 \div 0,3 = 0$.

Các sản phẩm cháy được biểu thị bằng đơn vị thể tích trên đơn vị khối lượng nhiên liệu, m^3/kg:

Lượng khí có ba nguyên tử được xác định chỉ theo thành phần nhiên liệu; thể tích nitơ và hơi nước, ngoài ra, phụ thuộc vào độ dư không khí. Để phân biệt điều kiện xác định thể tích, tất cả các thành phần của sản phẩm cháy, ngoại trừ RO_2, có chỉ số 0, nếu như chúng được xác định khi $\alpha = 1$.

V_{RO_2}, $V^o_{RO_2}$ và $V^o_{H_2O}$ khi $\alpha = 1$;

V_{RO_2}, V_{N_2}, V_{O_2} và V_{H_2O} khi $\alpha > 1$.

Khi thiết kế lò hơi thành phần nhiên liệu được cho trước, còn hệ số dư không khí được chấp nhận trên cơ sở hướng dẫn của phương pháp tính toán lò hơi tiêu chuẩn.

Đối với lò hơi đang vận hành, thành phần nhiên liệu cũng được cho trước, nhưng không rõ hệ số dư không khí, hệ số này được xác định trên cơ sở mẫu phân tích khí ở các đoạn khác nhau trên tuyến khí lò hơi. Khi đó thường sử dụng các công thức sau:

- Công thức ôxy:

$$\alpha = 21/(21 - O_2) \quad (4.9)$$

- Công thức oxit cacbon:

$$\alpha = RO_2^{max} / RO_2 \quad (4.10)$$

trong đó: α - hệ số dư không khí trong đoạn tuyến lấy mẫu khí phân tích; O_2 và RO_2 - thành phần ôxy và khí ba nguyên tử trong mẫu, %; RO_2^{max} - thành phần cao nhất khí ba nguyên tử trong sản phẩm cháy, %. Khi đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu và $\alpha = 1$, sản phẩm cháy khô được cấu thành từ $RO_2 + N_2 = 100\%$. Nếu nitơ đi vào sản phẩm cháy chỉ từ không khí, thì tỷ lệ theo thể tích là 79% khi đó $RO_2^{max} = 21\%$.

Vì nitơ trong nhiên liệu cũng chuyển thành sản phẩm cháy do đó thành phần nitơ trong đó tăng lên cho nên $RO_2^{max} < 21\%$. Vì thành phần nitơ trong nhiên liệu khác nhau không như nhau, RO_2^{max} cũng sẽ khác nhau: đối với nhiên liệu rắn $18 \div 20\%$; mazut $16 \div 17\%$; khí tự nhiên $11 \div 13\%$.

4.4.2. Entanpi của sản phẩm cháy

Trong tính toán sản phẩm cháy, entanpi của chúng liên quan đến đơn vị khối lượng hoặc đơn vị thể tích của nhiên liệu ban đầu. Để phân biệt đại lượng này so với entanpi riêng đối với đơn vị khối lượng hoặc đơn vị thể tích của chính sản phẩm cháy, để thuận tiện chúng ta gọi đơn giản là entanpi và biểu thị bằng J trên 1 kg nhiên liệu rắn hoặc lỏng (J/kg) hoặc trên 1 m^3 nhiên liệu khí (J/m^3).

Entalpi của một thể tích lý thuyết các thành phần khác nhau của sản phẩm cháy được viết dưới dạng:

- Khí ba nguyên tử

$$I_{RO_2} = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} \quad (4.11)$$

- Nitơ:

$$I^0{}_{N_2} = V^0{}_{N_2}(c\vartheta)_{N_2} \quad (4.12)$$

- Hơi:

$$I^0{}_{H_2O} = V^0{}_{H_2O}(c\vartheta)_{H_2O} \quad (4.13)$$

trong đó I_{RO2}, $I^o{}_{N2}$ và $I^o{}_{H2O}$ - entanpi của thể tích lý thuyết sản phẩm cháy ba nguyên tử, hai nguyên tử và hơi nước, MJ/kg hoặc MJ/m^3; V_{RO2}, $V^o{}_{N2}$ và $V^o{}_{H2O}$ - thể tích lý thuyết sản phẩm cháy tương ứng, m^3/kg hoặc m^3/m^3; ϑ - nhiệt độ sản phẩm cháy, ^{o}C; c - nhiệt dung theo thể tích của sản phẩm cháy ở nhiệt độ đã cho, MJ/m^3.K.

Entanpi tổng của thể tích lý thuyết các sản phẩm cháy sẽ là:

$$I^0{}_r = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} + V^0{}_{N_2}(c\vartheta)_{N_2} + V^0{}_{H_2O}(c\vartheta)_{H_2O} \quad (4.14)$$

Entanpi thể tích lý thuyết các sản phẩm cháy ($\alpha = 1$) phụ thuộc vào nhiệt độ của chúng. Entanpi thể tích thực tế các sản phẩm cháy ($\alpha > 1$) còn phụ thuộc vào hệ số dư không khí:

$$I_r = I_r^0 + \Delta I_B = I_r^0 + (\alpha - 1)I_B^0 \quad (4.15)$$

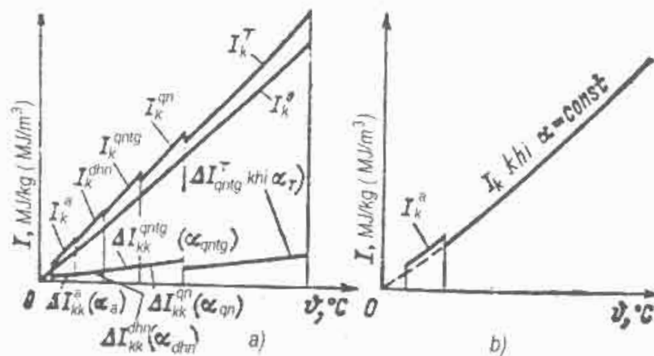
trong đó entanpi lượng không khí lý thuyết được xác định theo công thức:

$$I_B^0 = V_B^0(c\vartheta)_B \quad (4.16)$$

ở đây c - nhiệt dung thể tích không khí khi nhiệt độ các sản phẩm cháy là ϑ, MJ/m^3.K.

Entanpi của các sản phẩm cháy và không khí dư (4.15) được thể hiện ở dạng bảng hoặc đồ thị, biểu thị sự phụ thuộc của entanpi vào nhiệt độ với các giá trị khác nhau của hệ số dư không khí trên mỗi đoạn tuyến khí, nếu như tuyến khí có áp suất loãng (hình 4.6a), và khi với giá trị tính toán hệ số dư

không khí như nhau đối với tất cả các đoạn tuyến khí, ngoại trừ thiết bị sấy không khí, nếu tuyến khí làm việc với áp suất cao hơn áp suất không khí (hình 4.6b).



Hình 4.6. Đồ thị I-ϑ của nồi hơi với khí loãng (a) và khí nén (b)

4.5. HIỆU QUẢ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU

4.5.1. Cân bằng nhiệt

Trong quá trình tạo hơi không thể tránh khỏi tổn thất, do đó mức độ hoàn thiện về kinh tế của lò hơi được đặc trưng bởi hiệu suất của nó.

Để xác định hiệu suất người ta lập cân bằng nhiệt, theo đó được hiểu là sự phân bố nhiệt khi đốt sang phần có ích để nhận được hơi với thông số cần thiết và cho các tổn thất.

Nhiệt phân bố của việc đốt nhiên liệu trong trường hợp chung được xác định theo công thức:

$$Q_p^{II} = Q_{thap}^{II} + Q_{hd} + Q_{l\cdot l} + Q_d - Q_K \qquad (4.17)$$

trong đó Q_p^{II} - nhiệt phân bố của 1 kg (hoặc 1 m^3) nhiên liệu, MJ/kg hoặc MJ/m^3; Q_{thap}^{II} - nhiệt thấp của cháy khối lượng nhiên liệu, MJ/kg hoặc MJ/m^3;

Q_{bd} - nhiệt do không khí đưa vào buồng đốt khi không khí được sấy ở ngoài (ví dụ, trong lò sấy bằng hơi trích từ tuabin), MJ/kg hoặc MJ/m^3; Q_{VT} - nhiệt vật lý của nhiên liệu, nhận được khi sấy nhiên liệu, MJ/kg hoặc MJ/m^3 (ví dụ khi đốt mazut và làm nóng dầu mazut trước khi phun vào buồng đốt); Q_d - nhiệt đưa vào do phun hơi vào lò, MJ/kg (chỉ tính khi phun mazut bằng hơi); Q_K - nhiệt dùng để tách cacbonat, MJ/kg (tính khi đốt đá vôi).

Thường thường nhiệt phân bố bằng nhiệt cháy thấp ($Q_p^{ll} = Q_{thap}^{ll}$). Lượng nhiệt như thế có thể tách ra và sử dụng nếu như trong lò hơi không có tổn thất. Phần nhiệt cho sấy, làm nước hóa hơi và để quá nhiệt hơi gọi là nhiệt sử dụng. Phần nhiệt phân bố theo quá trình không được sử dụng gọi là tổn thất.

Ta có viết phương trình cân bằng nhiệt:

$$\underbrace{Q_p^{ll}}_{\text{Nhiệt phân bố}} = \underbrace{Q_1}_{\text{nhiệt sử dụng}} + \underbrace{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6}_{\text{nhiệt tổn thất}} \qquad (4.18)$$

Để tăng phần nhiệt sử dụng trong lò hơi cần hạn chế các tổn thất đến mức tối thiểu. Danh mục các tổn thất nhiệt được đưa ra trong bảng 4.2.

Bảng 4.2

Tổn thất nhiệt trong lò hơi

Danh mục	Tổn thất nhiệt tuyệt đối, MJ/kg hoặc MJ/m^3	Tổn thất nhiệt tương đối, %	Tổn thất q, %
Tổn thất theo khói thoát	Q_2	q_2	4 ÷ 7
Tổn thất do không cháy hết nhiên liệu (hóa học)	Q_3	q_3	0 ÷ 1,5
Tổn thất do không cháy hết nhiên liệu (cơ học)	Q_4	q_4	0,5 ÷ 5
Tổn thất do lò hơi bị làm mát từ bên ngoài	Q_5	q_5	0,2 ÷ 0,5
Tổn thất từ nhiệt vật lý trong tro xỉ từ lò hơi	Q_6	q_6	0 ÷ 2

Quan hệ giữa tổn thất tuyệt đối và tương đối được biểu thị bằng công thức:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p^{tt}}100\% \qquad (4.19)$$

Sử dụng các đại lượng tổn thất nhiệt tương đối, phương trình cân bằng nhiệt có thể viết:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \qquad (4.20)$$

Tổn thất nhiệt theo khí thoát được xác định bởi các sản phẩm cháy trong lò hơi không được làm nguội đến nhiệt độ không khí môi trường (khi ra khỏi thiết bị vẫn có nhiệt độ cao). Việc tăng nhiệt độ khói thoát so với nhiệt độ không khí xung quanh kéo theo tổn thất Q_2, gọi là tổn thất nhiệt theo khói thoát:

$$Q_2 = I_{kh} - I_{kk} \qquad (4.21)$$

trong đó I_{kh} - entanpi của khói thoát, MJ/kg hoặc MJ/m^3; I_{kk} - entanpi không khí lạnh, MJ/kg hoặc MJ/m^3.

Công thức (4.21) có thể viết lại như sau:

$$Q_2 = (\Sigma Vc\vartheta)_{kh}^0 + (\alpha_{kh} - 1)I_{kk}^0 - I_{kk} \qquad (4.22)$$

trong đó: $(\Sigma Vc\vartheta)_{kh}^0$ - entanpi khói thoát khi $\alpha = 1$, MJ/kg hoặc MJ/m^3; $(\alpha_{kh} - 1)I_{kk}^0$ - entanpi của không khí dư khi $\alpha > 1$, MJ/kg hoặc MJ/m^3.

Rõ ràng rằng tổn thất nhiệt Q_2 bị ảnh hưởng bởi nhiệt độ khói thoát ϑ_{kh} và hệ số dư không khí α_{kh}. Các đại lượng này càng cao thì tổn thất Q_2 càng lớn.

Việc lựa chọn nhiệt độ khói thoát bị ảnh hưởng bởi độ ẩm nhiên liệu. Độ ẩm càng cao, ϑ_{kh} càng cao. Ảnh hưởng xấu của độ ẩm nhiên liệu đến Q_2 được thể hiện ở chỗ khối lượng sản phẩm cháy trong buồng đốt, theo đó, và tại đầu ra của thiết bị cũng tăng lên đáng kể. Cho nên thậm chí với cùng một nhiệt độ ϑ_{kh}, tổn thất Q_2 đối với nhiên liệu ẩm nhiều hơn so với nhiên liệu khô. Ảnh hưởng xấu của tăng độ ẩm được biểu thị qua việc tăng nhiệt dung của sản phẩm cháy, nhiệt dung này càng tăng khi độ ẩm càng tăng.

Khi lựa chọn ϑ_{kh} có tính đến khả năng rỉ sét bề mặt đốt nóng nhiệt độ thấp chủ yếu của thiết bị sấy không khí. Do đó khi đốt nhiên liệu có lưu huỳnh ϑ_{kh} được chấp nhận khá cao. Chọn nhiệt độ khói thoát bị ảnh hưởng lớn bởi giá nhiên liệu, khi giá nhiên liệu càng cao thì ϑ_{kh} cần chọn thấp. Độ ẩm nhiên liệu cũng ảnh hưởng đến lựa chọn ϑ_{kh}. Giá trị ϑ_{kh} thường khoảng 120 - 170°C (cận dưới đối với nhiên liệu ít ẩm, cận trên đối với nhiên liệu ẩm cao).

Độ dư không khí càng lớn và lọt khí vào buồng đốt trên tuyến khí càng nhiều thì khối lượng sản phẩm cháy càng nhiều, do đó làm tăng Q_2.

Tổn thất Q_2 là lớn nhất trong các tổn thất nhiệt đối với lò hơi với sự hút cân bằng (trong ống khói) và khoảng 4 ÷ 7%. Trong lò hơi tăng áp không có lọt khí vào trên tuyến khí do đó Q_2 có giá trị nhỏ hơn. Các giá trị tính toán tổn thất đạt được chỉ trong trường hợp bề mặt đốt nóng sạch. Trong điều kiện vận hành bề mặt đốt nóng có thể bị bẩn do đóng cặn và đóng xỉ, trao đổi nhiệt bị kém đi cho nên nhiệt độ ϑ_{kh} tăng lên, dẫn đến tăng Q_2; suy ra sức cản trên tuyến khí tăng lên, và tải trọng ống khói cũng tăng lên. Để đạt được các chế độ làm việc theo thiết kế trong vận hành lò hơi, bề mặt đốt nóng phải được giữ sạch theo khả năng có thể.

Tổn thất nhiệt do cháy hóa học không hết. Trong sản phẩm cháy có thể có các thành phần cháy dạng khí như CO, H_2, CH_4 và các khí khác. Việc đốt hết các khí này ngoài buồng đốt là không thể thực hiện do không đủ nhiệt độ và các khí không đủ nồng độ cần thiết và không đủ ôxy. Nhiệt có thể có được do đốt hết các loại khí cháy được trong buồng đốt bao gồm cả thành phần cháy hóa học không hết.

Tổn thất nhiệt do cháy hóa học không hết có thể xác định theo công thức:

$$Q_3 = V_{CO}Q_{CO} + V_{H_2}Q_{H_2} + V_{CH_4}Q_{CH_4} \tag{4.23}$$

ở đây V_{CO}, V_{H2}, V_{CH4} - thể tích khí cháy được trong sản phẩm cháy, m^3/kg (hoặc m^3/m^3); Q_{CO}, Q_{H2}, Q_{CH4} - nhiệt lượng theo thể tích khi đốt các khí tương ứng, MJ/m^3.

Khi đốt nhiên liệu rắn và lỏng, thành phần H_2 và CH_4 trong sản phẩm cháy rất nhỏ nên tổn thất nhiệt của cháy hóa học không hết được xác định theo thành phần CO.

Thường thường tổn thất nhiệt do cháy hóa học không hết không lớn và phụ thuộc vào dạng nhiên liệu cũng như phương pháp đốt. Khi phá vỡ chế độ vận hành buồng đốt Q_3 có thể tăng lên đáng kể.

Tổn thất nhiệt do nhiên liệu về cơ học không cháy được xuất hiện do một phần nhiên liệu đi vào buồng đốt không tham gia do nhiều lý do vào tất cả các giai đoạn của quá trình cháy và bị đưa ra khỏi lò hơi. Suy ra, lượng nhiệt lẽ ra phải được sinh ra khi nhiên liệu cháy hoàn toàn, trong thực tế lại không được giải phóng; điều này dẫn đến tổn thất nhiệt do nhiên liệu về cơ học không cháy được.

Nếu không cháy hết về hóa học được đặc trưng bởi sự xuất hiện của các chất không cháy ở dạng khí trong sản phẩm cháy, thì không cháy được về cơ học lại được đặc trưng bởi sự xuất hiện của các chất không cháy ở dạng rắn. Tùy thuộc vào chất lượng nhiên liệu và cấu trúc của thiết bị buồng đốt, tổn thất nhiệt do không cháy được về cơ học khi đốt nhiên liệu bột thường khoảng 0,5 ÷ 5%. Khi đốt nhiên liệu lỏng tổn thất Q_4 bỏ qua.

Tổn thất nhiệt do lò hơi bị làm mát từ bên ngoài sinh ra do tường xây, vật liệu lót và các thiết bị như bao hơi, ống góp, ống dẫn, có nhiệt độ cao hơn nhiệt độ không khí bên ngoài và cao hơn nhiệt độ các thiết bị đặt gần đó, cho nên nhiệt được chuyển một phần vào môi trường xung quanh tạo thành tổn thất Q_5.

Nhiệt độ tường và vật liệu cách nhiệt càng cao thì tổn thất do bị làm mát từ bên ngoài càng cao. Theo tiêu chuẩn thì mặt ngoài lò hơi cần phải có cách nhiệt, đảm bảo nhiệt độ không vượt quá 55°C.

Tổn thất Q_5 phụ thuộc vào bề mặt theo kích thước bên ngoài của lò hơi ΣH, chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt làm mát và môi trường xung quanh Δt và sự tỏa nhiệt đối lưu và bức xạ k từ bề mặt làm mát đến không khí và thiết bị xung quanh $Q_5 = f(k, \Delta t, \Sigma H)$. Sự phụ thuộc này có thể viết dưới dạng:

$$Q_5 = q\Sigma H / B \tag{4.24}$$

trong đó, q - tổn thất nhiệt 1 m^2 bề mặt bị làm mát trong 1 s, MW/m^2. Thường $q = 200 \div 300$ W/m^2.

Đối với lò hơi công suất lớn, tổn thất nhiệt Q_5 lớn hơn so với lò hơi công suất nhỏ, tổn thất tương đối nhỏ hơn. Cùng với tăng năng suất lò hơi thể tích lò

hơi và bề mặt theo kích thước bên ngoài cũng tăng lên. Bề mặt bị làm mát tăng lên tỷ lệ với bình phương kích thước tuyến tính, có nghĩa là chậm hơn so với thể tích, tăng lên tỷ lệ với lập phương kích thước tuyến tính. Cho nên cùng với sự tăng công suất tổ máy bề mặt làm mát riêng, suy ra cả:

$$q_5 = Q_5 / Q''_p \qquad (4.25)$$

giảm đi.

Tổn thất từ nhiệt vật lý của tro xỉ được đặc trưng bởi việc tro xỉ khi ra khỏi buồng đốt có nhiệt độ cao và chứa nhiệt vật lý. Tổn thất này được tính khi đốt nhiên liệu rắn và loại bỏ tro xỉ ở dạng lỏng. Trong trường hợp này $Q_6 = 1 \div 2\%$. Khi loại bỏ tro xỉ ở dạng rắn, tổn thất Q_6 được tính chỉ khi độ tro nhiên liệu cao.

4.5.2. Hiệu suất

Nhiệt sử dụng (MJ/kg hoặc MJ/m^3) được tính theo công thức:

$$Q_1 = \frac{1}{B}\left[D\left(i_{q.nh} - i_{n.c}\right) + D_{q.nh.tg}\left(i^{ra}_{q.nh.tg} - i^{vao}_{q.nh.tg}\right) + D_{n.x}\left(i' - i_{nc}\right)\right] \qquad (4.26)$$

trong đó D - năng suất hơi của lò hơi, kg/h; $D_{q.nh.tg}$ - lưu lượng hơi qua thiết bị quá nhiệt trung gian, kg/h; $D_{n.x}$ - lưu lượng nước xả, kg/h; $i_{q.nh}$, i', $i_{n.c}$ - entanpi riêng của hơi quá nhiệt, nước lò và nước cấp với nhiệt độ và áp suất tương ứng, MJ/kg; $i^{vao}_{q.nh.tg}$, $i^{ra}_{q.nh.tg}$ - entanpi riêng của hơi tại đầu vào và đầu ra của thiết bị quá nhiệt với nhiệt độ và áp suất tương ứng, MJ/kg; B - tiêu hao nhiên liệu, (kg/h hoặc m^3/h).

Từ phương trình (4.18) và (4.26) suy ra:

$$\left[D\left(i_{q.nh} - i_{n.c}\right) + D_{q.nh.tg}\left(i^{ra}_{q.nh.tg} - i^{vao}_{q.nh.tg}\right) + D_{n.x}\left(i' - i_{nc}\right)\right] = BQ''_p\left(1 - \frac{\sum_{i=2}^{i=6} Q_i}{Q_p tt}\right) = B\,Q''_p\,\eta_{thô}$$

trong đó $\eta_{thô}$ - hiệu suất thô của lò hơi có tính đến tổn thất nhiệt.

Từ đó có thể xác định:

$$\eta_{thô} = \left[D\left(i_{q.nh} - i_{n.c}\right) + D_{q.nh.tg}\left(i^{ra}_{q.nh.tg} - i^{vao}_{q.nh.tg}\right) + D_{n.x}\left(i' - i_{nc}\right)\right] / B\,Q^{tt}_{p} \qquad (4.27)$$

Đối với lò trực lưu (thẳng dòng), tại đây $D_{n.x} = 0$, và cũng đối với lò bao hơi, nếu lượng xả p = $(D_{n.x}/D)100 \leq 2\%$, biểu thức (4.27) có dạng:

$$\eta_{thô} = [D(i_{q.nh} - i_{n.c}) + D_{q.nh.tg}\left(i^{ra}_{q.nh.tg} - i^{vao}_{q.nh.tg}\right)] / B\,Q^{tt}_{p} \qquad (4.28)$$

Trong các công thức (4.27) và (4.28) hiệu suất được xác định trực tiếp theo nhiệt sử dụng - phương pháp cân bằng thuận. Hiệu suất thô có thể biểu thị qua nhiệt tổn thất - phương pháp cân bằng ngược. Từ công thức (4.20) suy ra:

$$q_1 = 100 - \sum_{i=1}^{i=6} Q_i = \eta_{thô} \qquad (4.29)$$

Hiệu suất thô $\eta_{thô}$ chỉ tính tổn thất nhiệt và độ hoàn thiện nhiệt của lò hơi. Để đánh giá đầy đủ hiệu quả sử dụng nhiên liệu người ta đưa vào khái niệm hiệu suất tinh η_{tinh}, ngoài các tổn thất nhiệt còn tính cả tiêu hao năng lượng cho nhu cầu tự dùng của lò hơi, có nghĩa là nhiệt tiêu hao và năng lượng điện dùng cho thiết bị phụ trợ, đảm bảo cho nhà máy vận hành bình thường.

Thiết bị phụ trợ bao gồm: quạt thổi, bơm nước cấp, máy nghiền than, thiết bị nạp nhiên liệu, bơm tuần hoàn cưỡng bức, động cơ điện điều khiển tự động và điều khiển từ xa...

Hiệu suất tinh và hiệu suất thô liên quan với nhau qua phương trình:

$$\eta_{tinh} = \eta_{thô} - \frac{Q_{td}}{B Q^{tt}_{p}} .100 \qquad (4.30)$$

trong đó Q_{td} - tiêu hao năng lượng cho nhu cầu tự dùng, MW.

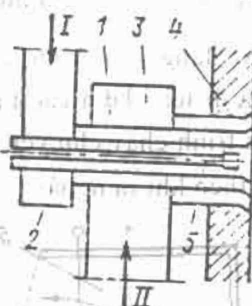
4.6. SỰ ĐỐT CHÁY NHIÊN LIỆU VÀ TRAO ĐỔI NHIỆT TRONG LÒ ĐỐT CỦA NỒI HƠI

4.6.1. Vòi đốt

Trong các nồi hơi lớn, nhiên liệu được đốt cháy trong thể tích của buồng đốt. Để tăng cường sự cháy cần chuẩn bị tốt hỗn hợp cháy ở thiết bị vòi đốt.

Người ta chia thành các vòi đốt than bột, cháy khí và cháy mazút. Hai loại vòi đốt khí và mazút thường được kết hợp thành một loại vòi đốt khí - mazút sử dụng cho đốt nhiên liệu lỏng và khí nói chung.

Bột than nhiên liệu sau khi được nghiền và sấy khô ở nhiệt độ 70 ÷ 130°C được thổi qua vòi đốt vào buồng đốt bằng luồng không khí cấp 1 (hình 4.7), đi qua vòi đốt còn có không khí cấp 2 với nhiệt độ 250 ÷ 420°C. Như vậy vòi đốt đưa vào buồng đốt hai dòng riêng biệt: hỗn hợp không khí - bột than và không khí cấp 2. Sự hình thành hỗn hợp cháy sẽ kết thúc ở bên trong buồng đốt.

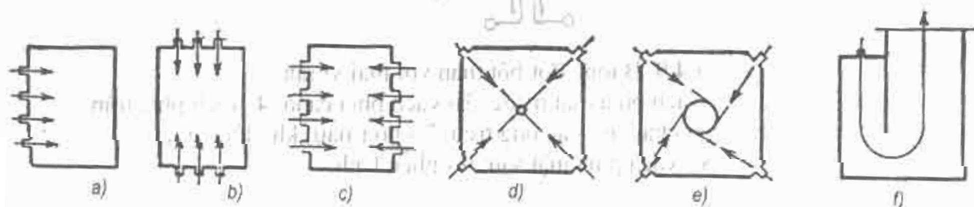


Hình 4.7. Vòi đốt kiểu tròn xoắn

I - cấp hỗn hợp khí - bột than; II - cấp không khí cấp 2; 1 - ống dẫn bột - khí; 2 - xoắn không khí cấp 1; 3 - xoắn không khí cấp 2; 4 - ống lót; 5 - vòi phun mazút.

Khi đốt nhiên liệu khí và chất lỏng thì toàn bộ dòng không khí nóng từ thiết bị làm nóng không khí sẽ được đưa qua vòi đốt đi vào buồng đốt..

Một số dạng sơ đồ bố trí các vòi đốt trên tường của buồng đốt được trình bày trên hình 4.8.



Hình 4.8. Sơ đồ bố trí vòi đốt than bột

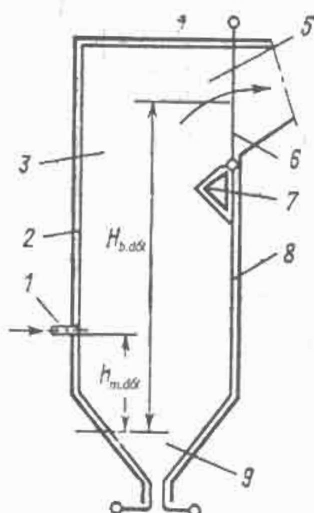
a - bố trí chính diện; b - bố trí hai bên cạnh đối nhau; c - bố trí hai mặt trước - sau; d - bố trí ở góc; e - bố trí ở góc theo hướng tiếp tuyến; f - bố trí trên trần.

4.6.2. Buồng đốt than bột

Trong quá trình cháy có ngọn lửa không có lượng dư thừa nhiên liệu trong buồng đốt. Kể cả đối với nồi hơi lớn có thể tích $(4 \div 8).10^3$ m^3 thì lượng bột trong buồng đốt cũng không vượt quá vài chục kilogam, do vậy để đảm bảo luôn có hơi liên tục thì nhiên liệu dạng bột và không khí luôn được cấp vào với một lượng tương ứng. Và các sản phẩm cháy, xỉ, tro cũng liên tục được đưa ra khỏi buồng đốt. Việc cấp nhiên liệu, không khí và đưa ra ngoài các sản phẩm cháy, xỉ, tro được thực hiện hoàn toàn bằng cơ khí và tự động.

Người ta chia buồng đốt theo kiểu đưa xỉ ra dưới dạng lỏng và rắn.

Buồng đốt với kiểu thải xỉ dạng rắn (hình 4.9) thực chất là một buồng thẳng đứng có khí chuyển động đi lên. Trên các tường buồng bố trí các vách. Lượng tro hình thành trong quá trình cháy chủ yếu nằm trong dòng khí chuyển động với vận tốc $5 \div 10$ m/s và theo khí ra ngoài.

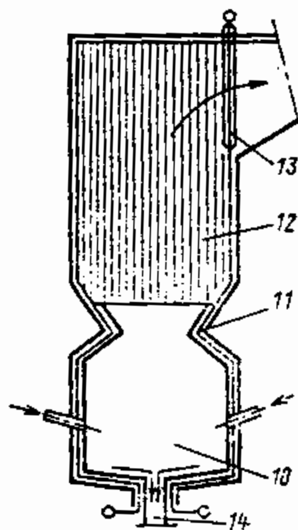


Hình 4.9. Buồng đốt bột than với thải xỉ rắn
1 - vòi đốt bột than; 2 - vách phía mặt trước; 3 - vách phía cạnh; 4- vách phía trần; 5 - lối ra sản phẩm cháy; 6 - các ống treo; 7 - gờ (mấu) khí động học; 8 - vách phía mặt sau; 9 - phễu lạnh.

Khi quá trình trong buồng cháy diễn ra bình thường thì cùng với chuyển động các phần tử tro được làm lạnh và đóng lại thành dạng hạt và được đưa ra ngoài. Lượng tro được đưa ra ngoài chiếm khoảng $85 \div 90\%$.

Phía dưới buồng đốt có dạng hình phễu "lạnh" vì nhiệt độ ở đây nhỏ hơn so với nhiệt độ ở tâm ngọn lửa. Các thành phần tro nóng chảy đi vào vùng này, được tạo thành hạt rồi trượt theo bề mặt nghiêng của phễu đi ra ngoài. Lượng tro "bị" rơi vào vùng phễu lạnh không lớn và chỉ chiếm khoảng 10 ÷ 15%. Trong buồng đốt kiểu thải xỉ rắn các giọt xỉ được chuyển thành pha rắn, ở trạng thái lơ lửng và được đẩy ra ngoài.

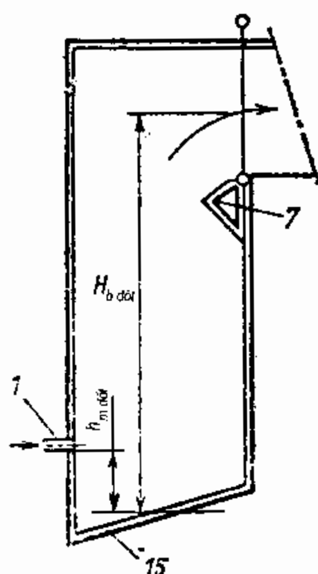
Với thải xỉ lỏng thì tâm ngọn lửa có nhiệt độ cao nhất sẽ dịch chuyển xuống phía dưới đáy lò (hình 4.10) bằng cách hạ thấp các vòi đốt. Nhờ đó xỉ ở đáy lò có dạng lỏng. Nhiệt độ nóng chảy của đa số nhiên liệu khoảng 1200 ÷ 1500°C. Lớp cách nhiệt phía dưới buồng đốt có thể đảm bảo duy trì nhiệt độ ngọn lửa ở vùng này tới 1600 ÷ 1800°C. Vì vậy các vách trao đổi nhiệt ở phía dưới buồng đốt được phủ một lớp vật liệu chịu nhiệt tốt để tạo thành chậu hứng xỉ lỏng. Các giọt xỉ va đập vào tường buồng đốt tạo thành một lớp mỏng rồi chảy xuống chậu hứng. Đảm bảo độ cháy tốt sẽ duy trì cho xỉ có độ loãng đủ để dễ cho chuyển động. Sau khi thải ra ngoài, xỉ lỏng được làm đông đặc trong thiết bị tạo hạt đặc biệt rồi được thải đi. Với kiểu thải xỉ lỏng, lượng xỉ thải qua lỗ thải xỉ khoảng 30 ÷ 70 %, trong một số cấu trúc đặc biệt có thể thải tới 80 ÷ 90 % lượng tạo thành.



Hình 4.10. Buồng đốt bột than với thải xỉ lỏng
10 - buồng đốt; 11 - chỗ thắt; 12 - buồng làm mát; 13 - ống feston; 14 - lối ra của xỉ lỏng; 15 - đáy nghiêng. Các ký hiệu còn lại tương tự như hình 4.9.

4.6.3. Buồng đốt dầu - khí

Khí và mazút thường được đốt cháy trong lò tách biệt nhau vì nếu đốt cùng nhau sẽ làm tăng tổn thất của buồng đốt. Cấu trúc của buồng đốt khí tự nhiên và mazút thường có dạng hình hộp (hình 4.11). Đáy buồng đốt hơi nghiêng. Do lượng chất khoáng trong các nhiên liệu này không lớn nên để thải xỉ không cần phải có thêm thiết bị.



Hình 4.11. Buồng đốt dầu - khí

Vòi đốt của buồng đốt dầu - khí được bố trí ở phía mặt trước, hoặc ở hai mặt đối diện nhau (trước - sau) và được điều khiển từ xa trên bảng điều khiển. Bố trí vòi đốt một mặt đơn giản, rẻ hơn và thuận tiện cho vận hành, bảo trì hơn, tuy nhiên ngọn lửa không được phân bố tốt và không phù hợp với các buồng đốt có độ sâu. Bố trí vòi đốt ở hai mặt đối diện nhau sẽ có thuận lợi hơn cho triển khai ngọn lửa và sự cháy. Ngọn lửa lúc này sẽ tập trung ở vùng tâm buồng đốt có nhiệt độ cao và không bị phân tán ra thành buồng.

Trong các nồi hơi công suất lớn, tùy theo năng suất hơi các vòi đốt được bố trí theo một số tầng. Bố trí nhiều tầng vòi đốt sẽ thuận lợi trong vận hành khi chuyển từ nhiên liệu này sang nhiên liệu khác. Khi chuyển các tầng đốt sẽ

tạo điều kiện đảm bảo duy trì ổn định nhiệt độ của khí cháy ở lối ra buồng đốt. Và ở những điều kiện này nhiệt độ của hơi bão hòa được duy trì ở mức không đổi.

4.6.4. Trao đổi nhiệt trong buồng đốt

Trong thiết bị buồng đốt đồng thời diễn ra hai quá trình: cháy nhiên liệu sinh nhiệt và truyền nhiệt cho vách buồng đốt. Nhiệt lượng truyền cho các vách chủ yếu bằng bức xạ nhiệt. Thành phần đối lưu không lớn và trong các tính toán có thể bỏ qua.

Lượng nhiệt hữu ích sinh ra trong lò đốt:

$$Q_T = Q''_p.\frac{100-(q_3+q_4+q_6)}{100-q_4} + Q_{kk} + Q_{h.d} + r.I_{t.t.h} \qquad (4.31)$$

Ở đây ngoài những ký hiệu đã rõ, có các ký hiệu khác: Q_{kk} - lượng nhiệt không khí đem theo vào buồng đốt, kJ/kg; $r.I_{t.t.h}$ - nhiệt lượng của khí tái tuần hoàn (xem mục 4.10); $I_{t.t.h}$ - entanpi của khí trích từ luồng khí để tái tuần hoàn, kJ/kg; r - lượng (tỷ lệ) khí trích để tái tuần hoàn.

Tỷ số giữa lượng nhiệt nhận được của các bề mặt nung nóng trong buồng đốt bằng bức xạ nhiệt (tỏa nhiệt trực tiếp) với lượng nhiệt sinh ra hữu ích trong buồng đốt gọi là hệ số tỏa nhiệt trực tiếp $\mu_t = Q_{bx}/Q_T$.

Việc tính toán trao đổi nhiệt trong buồng đốt trên cơ sở xác định lượng nhiệt thu bởi các bề mặt nung nóng tương ứng với định luật Stefan - Boltzmann (xem chương 2) được tính bằng:

$$Q_{bx} = C_0\alpha_{bd}\psi_v F_v(T^4 - T_v^4) \qquad (4.32)$$

Mặt khác lượng nhiệt thu bởi các mặt nung nóng có thể được xác định theo phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q_{bx} = \varphi B_p(T_{d.n} - T''_{s.ph})(VC)_{tb} \qquad (4.33)$$

ở đây Q_{bx} - nhiệt lượng thu bởi các vách nung nóng, kW; F_v - diện tích các mặt tường bao buồng đốt, m^2; T_v - nhiệt độ thành buồng đốt; T - nhiệt độ trung bình sản phẩm cháy trong buồng đốt, K; T_{dn} - nhiệt độ đoạn nhiệt trong buồng đốt,

K; T''_{sph} - nhiệt độ sản phẩm cháy ở lối ra buồng đốt, K; $(VC)_{tb}$ - nhiệt dung trung bình của sản phẩm cháy trong khoảng nhiệt độ (T_{dn} - T''_{sph}), kJ/(kg.K); C_o - hệ số bức xạ của vật đen tuyệt đối, kW/(m^2.K^4); α_{bd} - độ đen của buồng đốt; B_p - lưu lượng (tiêu hao) nhiên liệu trong một giây, kg/s; φ - hệ số giữ nhiệt.

Hiệu suất nhiệt của các vách buồng đốt:

$$\psi_{manchan} = x.\xi \tag{4.34}$$

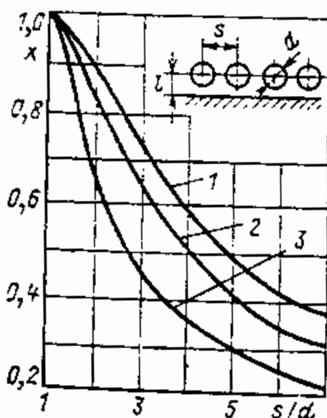
ở đây ξ - hệ số bám bẩn của các vách, phụ thuộc vào chủng loại nhiên liệu và đặc tính của vách (xác định theo bảng trong các tài liệu chuyên ngành), độ bám bẩn càng lớn hay nó càng cách nhiệt với buồng đốt thì ξ càng nhỏ; *x* - hệ số góc của vách, là tỷ số giữa bề mặt nhận bức xạ của các vách $H_{bx}^{manchan}$ với bề mặt vách F_{thanh}^{vach}, $x = H_{bx}^{manchan} / F_{thanh}^{manchan}$, phụ thuộc vào cách bố trí các ống và khoảng cách tới tường buồng đốt (xem hình 4.12).

Nhiệt độ đoạn nhiệt (lý thuyết) của quá trình cháy xác định theo công thức $T_{dn} = Q_1/(VC)_{tb} + 273$; hệ số giữ nhiệt trong buồng đốt $\varphi = 1 - q_5/100$.

Ảnh hưởng của vị trí tâm ngọn lửa theo chiều cao buồng đốt xác định theo hệ số thực nghiệm *M*:

$$M = A - B.x_{bd} \tag{4.35}$$

Giá trị *A* và *B* xác định theo chủng loại nhiên liệu.



Hình 4.12. Hệ số góc của vách có một dãy ống trơn (nhẵn)

1 - có tính đến bức xạ của tường khi *l*/d ≥ 1,4; 2 - cũng vậy khi *l*/d = 0,5; 3 - cũng vậy khi *l* = 0.

Vị trí tâm ngọn lửa của buồng đốt có kích thước đã rõ sẽ xác định nhiệt độ ở lối ra buồng đốt, còn khi nhiệt độ đã xác định thì vị trí này sẽ ảnh hưởng nhiều tới bề mặt nung nóng trong buồng đốt.

Khi tính toán thiết kế chọn sơ bộ nhiệt độ ở đầu ra buồng đốt T'' và xác định bề mặt nhận bức xạ của các vách trong buồng đốt F_v, m^2 theo công thức:

$$F_v = \frac{B_p Q_{bx}}{c_0 x_{b.d} M \psi T'' T_0^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M}\left(\frac{T_{d.nh}}{T''} - 1\right)} \qquad (4.36)$$

Nhiệt độ ở đầu ra của buồng đốt chọn theo đặc tính kỹ thuật của nhiên liệu rắn, còn với nhiên liệu dầu và khí chọn theo tỷ lệ tối ưu giữa các bề mặt bức xạ và bề mặt đối lưu của buồng đốt.

Đại lượng $x_{b.d}$ lấy bằng tỷ lệ tương đối giữa vị trí các vòi đốt $x_{b.d} = h_{v.d}/H_{b.d}$ (các giá trị $h_{v.d}$ và $H_{b.d}$ xác định theo bản vẽ phác thảo - xem hình 4.9 và 4.11).

Khi tính toán kiểm tra ta giải bài toán ngược. Theo giá trị cho trước bề mặt các tường vách của buồng đốt và các kích thước của nó, ta xác định giá trị nhiệt độ của sản phẩm cháy ở đầu ra buồng đốt theo công thức:

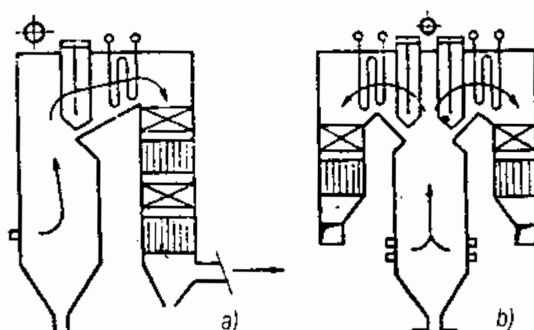
$$T'' = \frac{T_{d.nh}}{M\left[\frac{C_0 \psi_e F_v a T^3}{\varphi B_p (VC)_{tb}}\right]^{0.6}} \qquad (4.37)$$

4.7. BỀ MẶT BỨC XẠ VÀ TÍNH TOÁN THỦY LỰC CÁC BỀ MẶT BỨC XẠ

4.7.1. Phân bố nhiệt giữa các bề mặt nung nóng

Các nồi hơi hiện đại thường có cấu trúc hình Π hoặc T (hình 4.13). Các vách buồng đốt ở trên tường thường là các bề mặt sinh hơi. Vách buồng đốt nhận nhiệt bức xạ từ ngọn lửa. Chuyển động của sản phẩm cháy là dòng đi từ dưới lên. Trong các luồng khí cháy đi ngang và đi xuống sẽ bố trí nối tiếp nhau: thiết bị quá nhiệt hơi mới, quá nhiệt hơi lần hai và thiết bị hâm nhiệt. Các bề mặt nung nóng nhận nhiệt từ sản phẩm cháy chuyển động bằng đối lưu.

Trong các bề mặt đối lưu, nhiệt được truyền cả bằng bức xạ giữa các ống, và lượng bức xạ càng lớn khi nhiệt độ cháy càng cao.



Hình 4.13. Các hình dáng cơ bản của nồi hơi
a - cấu trúc kiểu П; b - cấu trúc kiểu T

Phân bố nhiệt để đun nóng nước tới nhiệt độ bão hòa, để hóa hơi và quá nhiệt hơi phụ thuộc vào áp suất. Áp suất càng cao thì lượng nhiệt để hóa hơi càng giảm (bảng 4.3).

Bảng 4.3

Phân bố nhiệt theo các bề mặt nung nóng

Áp suất hơi quá nhiệt, MPa	Nhiệt độ hơi quá nhiệt, °C	Nhiệt độ nước cấp, °C	Tỷ lệ phân bố nhiệt các bề mặt nung nóng, % so với tổng cộng		
			Bề mặt sinh hơi	Bề mặt quá nhiệt hơi	Bề mặt hâm nhiệt
4	440	145	62	19	19
10	540	215	49	30	21
14	570	230	39	36	25
14	570/570	230	32	46	22
25,5	585 - 565/570	260	-	58	42

Theo điều kiện đốt cháy nhiên liệu, các vách buồng đốt nhận một lượng nhiệt bằng 35 ÷ 40% toàn bộ lượng nhiệt sinh ra trong buồng đốt. Do đó ở áp

suất trung bình (4 MPa) nhiệt nhận bằng bức xạ không đủ để đảm bảo cho nhu cầu tạo hơi (62 %), khi đó một phần nhiệt sẽ được nhận từ thiết bị hâm nhiệt. Vì vậy ở các nồi hơi kiểu có thùng chứa áp suất trung bình, thiết bị hâm nhiệt thường thiết kế có sôi, tức là ở thiết bị này nước cấp được đun tới nhiệt độ bão hòa và một phần biến thành hơi (tức sôi).

Trong các nồi hơi có thùng chứa áp suất cao (từ 10 MPa trở lên), lượng nhiệt dùng để sinh hơi giảm đi nhiều (xem bảng 4.3), khi đó lượng nhiệt trong buồng đốt đủ để tạo ra lượng hơi cần thiết, do vậy thiết bị hâm nhiệt được thiết kế không có sự sôi (không sôi).

Nồi hơi kiểu thẳng dòng cũng có thiết bị hâm nhiệt không sôi, nước từ thiết bị hâm nhiệt vào các ống sinh hơi qua ống góp phân chia. Vào ống góp này không phải là nước mà là hỗn hợp nước - hơi, do đó sẽ gây ra sự phân bố không đồng đều trong các ống song song.

Bề mặt sinh hơi trong nồi hơi kiểu thẳng dòng là *vùng chuyển tiếp* nằm sau thiết bị quá nhiệt (theo chiều chuyển động của khí cháy).

4.7.2. Cấu trúc và tính toán thủy lực vách buồng đốt nồi hơi tuần hoàn tự nhiên

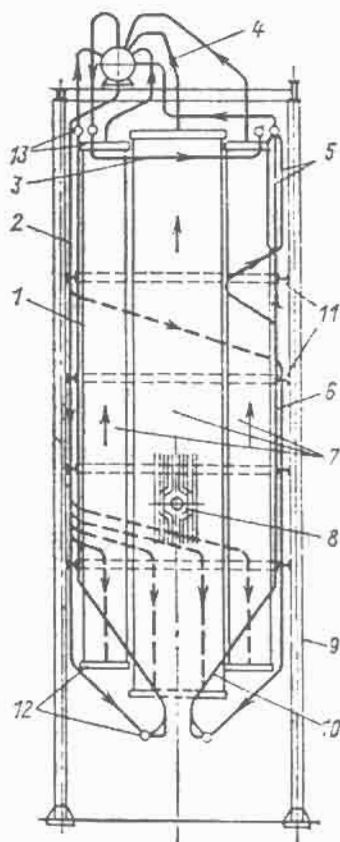
Trong nồi hơi áp suất cao, bề mặt sinh hơi duy nhất là các vách buồng đốt. Trên hình 4.14 biểu diễn bố trí các vách trên tường buồng đốt và các thành phần của nồi hơi tuần hoàn tự nhiên. Các vách được thiết kế dạng các khối ống thẳng đứng, ở mỗi khối các ống dẫn được hàn với ống góp phía dưới và phía trên. Tất cả các ống góp phía trên được bố trí ở cùng một độ cao và được treo lên khung vỏ nồi hơi.

Các vách *1*, *6*, *7* được viền chung quanh bởi các đai thép cứng và có thể chuyển động thẳng đứng theo các đai này. Các vách này được giữ bởi bức tường có bề mặt được phủ một lớp áo lò. Như vậy treo trên khung vỏ lò ngoài các hệ thống ống còn có tường và áo lò.

Trong nồi hơi tuần hoàn tự nhiên, áp lực chuyển động (độ chênh áp gây dòng chuyển động) được hình thành khi đốt nóng các ống dẫn lên. Công thức (4.1) được viết với giả thiết là trong các ống dẫn lên có hỗn hợp nước - hơi ở

toàn bộ chiều cao ống. Trên thực tế sự sôi phát triển (sôi mạnh) trong các ống dẫn lên bắt đầu từ lối vào, do đó toàn bộ chiều cao H của ống được chia thành từng đoạn: hâm nhiệt $h_{h.n}$ và sinh hơi h_{sh} (hình 4.15):

$$h_{sh} = H - h_{h.n} \tag{4.38}$$



Hình 4.14. Sơ đồ bố trí các vách lò của nồi hơi áp suất cao, tuần hoàn tự nhiên

1 - vách phía mặt trước; 2 - các ống dẫn xuống; 3 - các ống trên trần; 4 - các ống dẫn ra; 5 - ống feston; 6 - vách phía mặt sau; 7 - nhóm các vách bên thành cạnh; 8 - chỗ chia nhánh các ống ở ống lót; 9 - khung (vỏ) lò; 10 - phễu lạnh; 11 - đai cứng; 12 - các ống góp phía dưới; 13 - các ống góp phía trên.

Tiết diện mà ở đó bắt đầu có sự sôi phát triển gọi là *tiết diện bắt đầu sôi*. Ở thiết bị hâm nhiệt không sôi, entanpi của nước ở đầu ra $i''_{h.n} < i'$ và ở trường hợp này nhiệt độ của nước trong thùng chứa nhỏ hơn nhiệt độ sôi ở áp suất trong thùng. Lúc này lượng nước sôi từ các ống dẫn lên đi vào thùng chứa sẽ

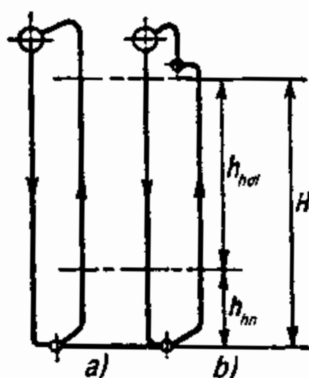
lớn hơn lượng nước cấp một giá trị được xác định bằng bội tuần hoàn (số lần tuần hoàn) K. Do đó độ chưa sôi trong thùng chứa (balông) bằng:

$$\Delta i_{balong} = (i' - i''_{h.n})/K \tag{4.39}$$

Ở đầu vào các ống dẫn xuống nước cũng chưa được đun nóng đến sôi. Độ chưa sôi trong ống dẫn xuống lớn dần theo chiều chuyển động do sự tăng dần áp suất thủy tĩnh của nước và sẽ đạt tới giá trị lớn nhất trong ống góp dưới:

$$\Delta i_{o.g.d} = \Delta i_{balong} + \frac{\Delta i'}{\Delta p}\rho' g\left(h_{o.x} - \frac{\Delta p_{o.x}}{\rho' g}\right) \tag{4.40}$$

ở đây $\frac{\Delta i'}{\Delta p}\rho' g$ - sự thay đổi entanpi của nước sôi trên một đơn vị chiều cao, kJ/(kg.m); $\Delta p_{o.x}$ - trở kháng thủy lực của ống dẫn xuống, Pa.



Hình 4.15. Các vòng tuần hoàn tự nhiên: với nối trực tiếp các ống sinh hơi tới thùng chứa (a) và qua ống dẫn hơi (b).

Nước với độ chưa nung nóng chưa sôi đó được đưa tới ống dẫn lên. Theo dòng chuyển động trong ống tới tiết diện bắt đầu sôi, áp suất thủy tĩnh giảm dần và tương ứng với nó độ chưa sôi cũng giảm đi một lượng:

$$\Delta i_{h.n} = h_{h.n}\rho' g \frac{\Delta i}{\Delta p} \tag{4.41}$$

Do đó độ chưa sôi nước đối với một đơn vị lưu lượng (1 kg) tới tiết diện bắt đầu sôi bằng:

$$\Delta i_{o.g.d} - \Delta i_{h.n} = \Delta i_{balong} + \frac{\Delta i}{\Delta p}\rho' g\left(h_{o.x} - \frac{\Delta p_{o.x}}{\rho' g}\right) - h_{h.n}\rho' g\frac{\Delta i}{\Delta p} \qquad (4.42)$$

và đối với toàn bộ lưu lượng G, kg/h, sẽ là:

$$\left\{\Delta i_{balong} + \frac{\Delta i}{\Delta p}\rho' g\left(h_{o.x} - \frac{\Delta p_{o.x}}{\rho' g}\right) - h_{h.n}\rho' g\frac{\Delta i}{\Delta p}\right\}G \qquad (4.43)$$

Lúc này trên đoạn hâm nhiệt lượng nhiệt được trao đổi:

$$Q_{h.n} = h_{h.n}Q_{t.hoàn}/H \qquad (4.44)$$

ở đây $Q_{t.hoàn}$ - nhiệt lượng của vòng tuần hoàn, kJ/kg; H - chiều cao được nung nóng của vòng tuần hoàn, m.

Chiều cao của đoạn hâm nhiệt được xác định từ: lượng nhiệt năng cần truyền cho nước ở đoạn hâm nhiệt trong một đơn vị thời gian (4.43) để đun nóng nó tới nhiệt độ sôi, và lượng nhiệt năng nhận được của đoạn hâm nhiệt (4.44), do đó:

$$h_{h.n} = \frac{\Delta i_{balong} + \Delta i' \rho' g\left(h_{o.x} - \dfrac{\Delta p_{o.x}}{\rho' g}\right)}{\dfrac{Q_{t.hoan}}{h_{t.hoan}G} + \dfrac{\Delta i'}{\Delta p}\rho' g} \qquad (4.45)$$

Theo (4.38) thì biểu thức đối với độ chênh chuyển động tuần hoàn được viết dưới dạng:

$$S_{dong} = h_{hoi}(\rho' - \rho_{h.h})g \qquad (4.46)$$

$$\rho_{h.h} = \overline{\varphi}.\rho'' + (1-\varphi)\rho' \qquad (4.47)$$

ở đây ρ', ρ'' - tỷ trọng nước và hơi trên đường bão hòa, kg/m^3; $\overline{\varphi}$ - phần tiết diện chiếm bởi hơi nước trong ống dẫn lên (xác định theo đồ thị được xây dựng trên cơ sở thực nghiệm).

Ở chế độ xác lập, áp lực chuyển động tuần hoàn cân bằng với trở kháng thủy lực xuất hiện theo sự chuyển động của nước và hơi trong vòng tuần hoàn trong các nhánh lên và xuống:

$$S_{dong} = \Delta p_{o.l} + \Delta p_{o.x} \tag{4.48}$$

Phần áp lực dư còn lại trong ống dẫn lên sau khi đã thắng trở kháng gọi là áp lực hữu ích của sự tuần hoàn:

$$S_{h.ich} = S_{dong} - \Delta p_{o.l} \tag{4.49}$$

Từ (4.49), (4.48) ta có phương trình áp lực tuần hoàn hữu ích:

$$S_{h.ich} = \Delta p_{o.x} \tag{4.50}$$

rõ ràng thấy rằng áp lực tuần hoàn hữu ích sẽ tiêu hao để thắng trở kháng thủy lực trong các ống dẫn xuống.

Trong các nồi hơi hiện đại công suất lớn, các vách buồng đốt là các vòng tuần hoàn đơn. Trong các vòng tuần hoàn đơn các ống dẫn lên có cùng đặc tính hình học (đường kính, độ dài, hình dáng) và đặc tính nhiệt (điều kiện nung nóng), chúng được nối với nhau hoặc tại thùng chứa, hoặc tại ống góp (hình 4.15).

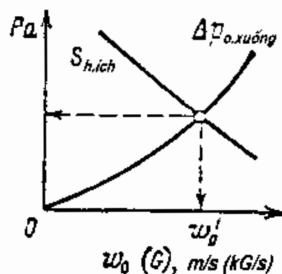
Chúng ta xem xét phương pháp tính vòng tuần hoàn với trường hợp các ống tạo hơi được nối với nhau ở thùng chứa (hình 4.15a). Phương trình tuần hoàn cơ bản (4.50) không thể giải bằng giải tích. $S_{h.ich}$ và $\Delta p_{o.x}$ phụ thuộc vào nhiều tham số, trong đó có vận tốc tuần hoàn ω_0.

Vận tốc tuần hoàn được hiểu là vận tốc nước vào ống dẫn lên và nó xác định lưu lượng nước qua ống. Vận tốc tuần hoàn càng lớn thì lượng nước qua ống càng nhiều và hiệu quả tải nhiệt từ các ống nóng càng tốt. Vận tốc đủ lớn của vòng tuần hoàn sẽ đảm bảo cho chế độ làm việc tin cậy của các vách buồng đốt. Vận tốc tuần hoàn càng lớn thì áp lực hữu ích càng nhỏ còn trở kháng của ống dẫn xuống sẽ lớn (hình 4.16). Để dựng đồ thị tuần hoàn thường người ta cho trước một số giá trị (thường là 3) vận tốc tuần hoàn $\omega_0 = 0,5 \div 1,5$ m/s và với mỗi giá trị đó ta xác định $S_{h.ich}$ và $\Delta p_{o.x}$.

Trên cơ sở các giá trị nhận được ta xây dựng đồ thị tuần hoàn (hình 4.16). Giao điểm của các đường $S_{h.ich} = f(\omega_0)$ và $\Delta p_{o.x} = f(\omega_0)$ xác định điểm làm việc của đồ thị tuần hoàn, tọa độ của điểm đó thỏa mãn phương trình tuần hoàn (4.50). Hoành độ của điểm làm việc biểu thị vận tốc thực của tuần hoàn ω_0^t.

Theo giá trị này và lượng hơi tạo thành xác định bội tuần hoàn thực (số vòng quay tuần hoàn) và tính chính xác lại các thông số của tuần hoàn.

Các tính toán vòng tuần hoàn được thực hiện đối với các điều kiện làm việc trung bình. Vòng tuần hoàn tự nhiên thực chất là hệ thống các đường ống song song nhau làm việc ở các điều kiện khác nhau. Có đa phần các ống làm việc theo chế độ tính toán, còn một phần các ống vì lý do này hoặc lý do khác có thể nhận lượng nhiệt lớn hơn hoặc nhỏ so với giá trị tính toán. Các ống nung nóng không giống nhau có thể do đặc điểm cấu trúc hệ thống và quá trình vận hành.



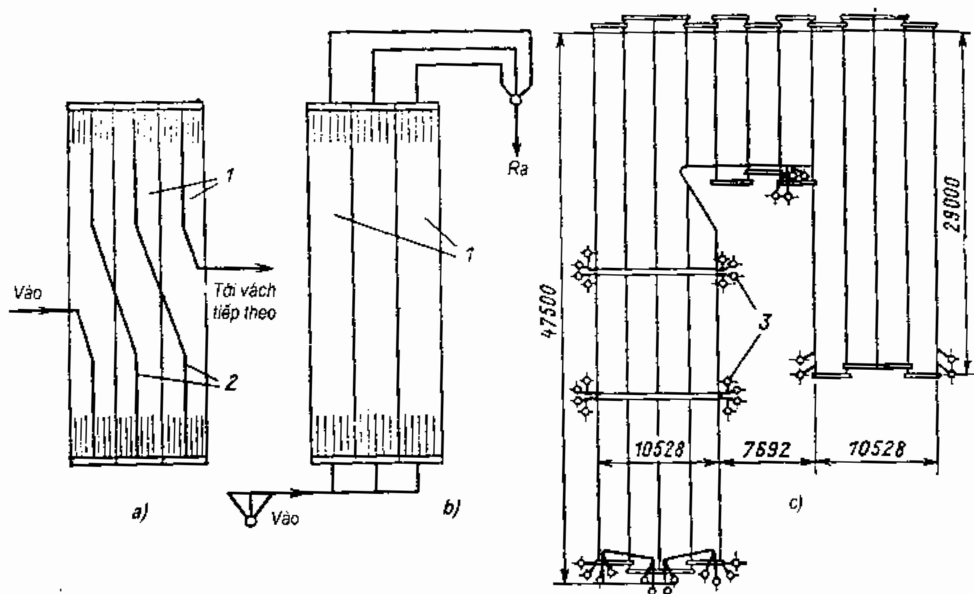
Hình 4.16. Đồ thị tuần hoàn của vòng tuần hoàn đơn.
$\omega_0^{thực}$ - vận tốc tuần hoàn thực.

Từ quan điểm tin cậy của sự tuần hoàn và do đó là đảm bảo chế độ nhiệt bình thường, các ống đa phần nhận nhiệt nhỏ hơn so với tính toán. Trong các ống này có áp lực chuyển động tuần hoàn nhỏ hơn. Ngoài ra tất cả các ống dẫn lên đều nối với nhau ở cùng một thể tích (các ống góp hoặc thùng chứa) và cùng làm việc với độ chênh áp cưỡng bức $\Delta p_{o.x}$, bằng $S_{h.ích}$. Từ đó suy ra áp lực tuần hoàn hữu ích đối với tất cả các ống đều như nhau. Tuy nhiên khi các ống có độ nung nóng khác nhau thì lưu lượng nước tuần hoàn trong các ống sẽ khác nhau.

Trong trường hợp chế độ nhiệt tốt nhất có thể của đa số các ống, vẫn có những ống có độ nung nóng không đồng đều và lượng nước chảy qua các ống có độ nung nóng kém nhất sẽ rất ít, như vậy trong ống có thể sự tuần hoàn bị phá vỡ dẫn đến chế độ nhiệt của kim loại xấu đi.

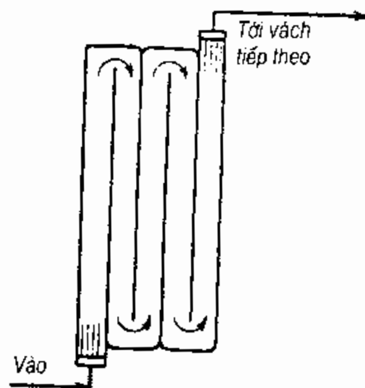
4.7.3. Cấu trúc và tính toán thủy lực vách buồng đốt nồi hơi kiểu thuận dòng

Trong hệ thống thủy lực hở, trở kháng thủy lực của nhánh nước - hơi được vượt qua bởi bơm cấp với mọi kiểu bố trí ống. Do đó, cũng vậy trong nồi hơi kiểu thuận dòng các ống vách được bố trí tùy ý.

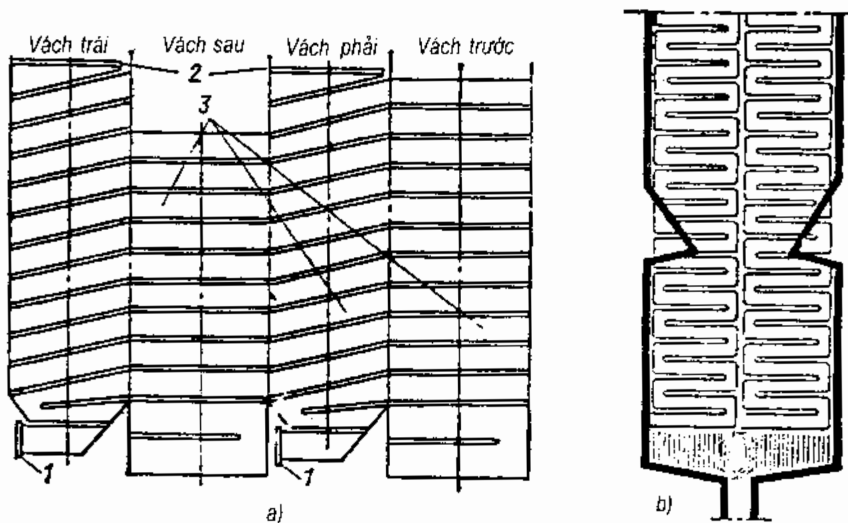


Hình 4.17. Bố trí các vách thẳng đứng trong buồng đốt
a - kiểu nối tiếp; b - kiểu song song; c - vách nồi hơi công suất lớn;
1 - các vách thẳng đứng; 2 - các ống dẫn xuống; 3 - cụm nút hỗn hợp.

Các vách thẳng đứng của buồng đốt nồi hơi kiểu thuận dòng gợi nhớ tới các vách của nồi hơi kiểu tuần hoàn tự nhiên và cũng nằm ở các vách buồng đốt. Để hạn chế sự không đồng đều nung nóng các ống song song và đảm bảo vận tốc cần thiết của môi chất, các ống được thiết kế thành từng nhóm theo độ rộng, được gắn nối tiếp (hình 4.17a) hoặc song song với nhau (hình 4.17b). Theo điều kiện độ tin cậy thì vận tốc khối ω_ρ cần phải ở mức 1500 ÷ 2000 kg/(m^2.s). Khi nối các vách theo sơ đồ hình 4.17a cần có các ống dẫn xuống và dòng chảy trong các ống này sẽ loại trừ khả năng phân nhánh nhiệt, tuy nhiên làm phức tạp thêm cấu trúc các vách. Một dạng khác của vách kiểu thẳng đứng là dạng vách với các ống sinh hơi lên xuống (hình 4.18), trong đó chuyển động dòng môi chất đi lên.



Hình 4.18. Các vách với chuyển động lên xuống của môi chất.

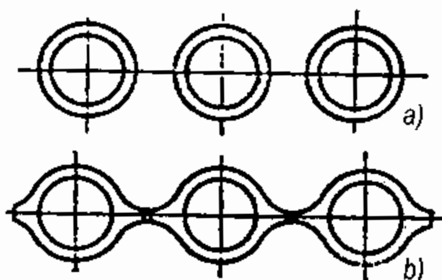


Hình 4.19. Các vách xoắn ngang và hơi nghiêng.
a - vách buồng đốt nồi hơi kiểu Ramzin; b - vách ziczăc với các ống nằm ngang;
1 - ống góp đầu vào; ống góp đầu ra; 3 - các vách buồng đốt.

Vách buồng đốt kiểu ngang đặc trưng cho kiểu nồi hơi Ramzin. Các ống được cuộn xoắn với nhau trên cả bốn vách buồng đốt và đảm bảo dòng chuyển động đi lên (hình 4.19).

Bố trí vách ngang xoắn là cách bố trí các ống nằm ngang xoắn với nhau theo toàn bộ chu vi buồng đốt với các ống tạo hơi có môi chất chuyển động đi

lên (hình 4.19b). Các vách kiểu này sẽ không nhạy cảm với sự nung nóng không đồng đều khi kích thước của buồng đốt khá lớn.



Hình 4.20. Các vách ống trơn (a) và có cánh (hàn khí) (b)

Các vách buồng đốt kiểu nhẵn (trơn) được làm từ các ống nhẵn (trơn) (hình 4.20a). Trong các vách buồng đốt nhẵn, mật độ giữa các ống không được đảm bảo.

Trên hình 4.20b biểu diễn vách được làm từ các ống có cánh tản nhiệt chế tạo bằng cách hàn khí.

Trong các nồi hơi kiểu này các vách buồng đốt cũng như các tường vách, và trần đều là các panel được hàn vào cột ống chung (hình 4.17c).

Các vách kiểu hàn khí có khối lượng nhỏ hơn kiểu vách ống có cánh khoảng 10 ÷ 15% trên một đơn vị diện tích nhận nhiệt, do bước ống (khoảng cách giữa các ống) có thể lớn hơn tương ứng với việc giảm số lượng ống và lựa chọn tổng tiết diện ống theo điều kiện đảm bảo vận tốc khối cần thiết của môi chất. Các vách này có môi trường làm việc tốt hơn vì một phần nhiệt nhận được bởi cánh ống sẽ được truyền từ phía sau ống do tản nhiệt, như vậy phần này của ống sẽ trở thành bề mặt nung nóng tích cực. Ở đây loại trừ những ống của vách phẳng có chế độ nhiệt kém.

Các vách kiểu hàn khí đồng thời cũng làm nhẹ điều kiện làm việc của các tường vách, đặc biệt khi thải xỉ dạng lỏng, vì các ống không có sự giao nhau nên có thể giảm khối lượng ống, đồng thời cho phép dòng chảy bao quanh ống không làm thấm ướt lớp cách nhiệt.

Khi môi chất chuyển động trong ống sẽ có các trở kháng, do đó sẽ có độ giảm áp giữa các tiết diện. Độ giảm áp toàn phần Δp trong các ống nung nóng được biểu diễn dưới dạng tổng:

$$\Delta p = \Delta p_{m.s} + \Delta p_{c.bo} + \Delta p_{g.toc} + \Delta p_{th.chuan} \quad (4.51)$$

ở đây $\Delta p_{m.s}$ - trở kháng ma sát, Pa; $\Delta p_{c.bo}$ - tổn thất áp suất do trở kháng cục bộ, Pa; $\Delta p_{g.toc}$ - tổn thất áp suất do gia tốc dòng chảy; $\Delta p_{th.chuan}$ - thành phần trở kháng thủy chuẩn (khi dòng chảy lên có giá trị dương, khi dòng chảy xuống có giá trị âm).

Trong các nồi hơi với ống nằm ngang và hơi lệch (hình 4.19), chiều dài của các ống L có thể đạt tới hàng trăm mét và có nhiều chỗ uốn khúc ở các góc buồng đốt (bốn chỗ theo chu vi buồng đốt) do đó đặc trưng cho các nồi loại này là trở kháng thủy lực $\Delta p_{th.luc} = \Delta p_{m.s} + \Delta p_{c.bo}$ khá lớn. Thành phần thủy chuẩn trong vòng tuần hoàn này không lớn chừng nào độ cao nhỏ hơn nhiều so với chiều dài $H << L$. Tuy nhiên trở kháng do gia tốc cũng không lớn, đặc biệt khi áp suất cao. Do đó trở kháng toàn phần đối với vòng tuần hoàn có ống nằm ngang hoặc độ nghiêng không lớn sẽ được xác định bởi trở kháng thủy lực:

$$\Delta p = \Delta p_{th.luc} \quad (4.52)$$

Điểm khác biệt của vòng tuần hoàn với chuyển động lên xuống thẳng đứng (hình 4.18) là có số vòng nhỏ, do đó độ dài đường ống và số điểm uốn cũng nhỏ. Trở kháng thủy lực của hệ thống như vậy cũng không lớn. Ngoài ra, áp lực thủy chuẩn đối với các ống thẳng đứng đóng vai trò đáng kể trong thành phần giảm áp toàn phần, đặc biệt khi phụ tải nhỏ, lúc này ảnh hưởng của $\Delta p_{m.s}$ sẽ nhỏ đi, khi đó:

$$\Delta p = \Delta p_{th.luc} \pm \Delta p_{th.chuan} \quad (4.53)$$

các giá trị $\Delta p_{th.luc} \pm \Delta p_{th.chuan}$ có ảnh hưởng đáng kể tới đặc tính thủy lực, do đó tới độ độ ổn định dòng chảy trong nồi hơi thuận dòng.

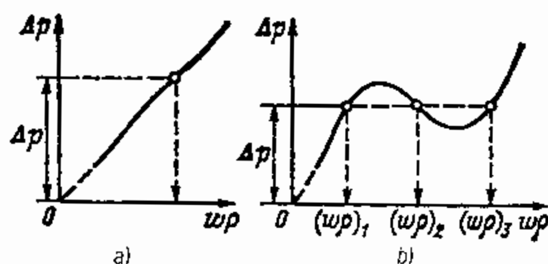
Độ tin cậy của các ống sinh hơi phụ thuộc nhiều vào độ bền vững của dòng chảy, tức là vào độ ổn định của lưu lượng môi chất chảy qua các ống song song. Độ bền vững của chuyển động được mô tả bằng đặc tính thủy lực, tức là sự phụ thuộc của độ giảm áp toàn phần vào vận tốc khối của môi chất ω_p (hay lưu lượng G).

Người ta phân biệt đặc tính thủy lực bền vững và không bền vững. Đặc tính thủy lực bền vững khi và chỉ khi nếu ứng với một sự giảm áp chung trong

hệ các ống song song chỉ có một giá trị lưu lượng môi chất (hình 4.21a), và nó không bền vững nếu ứng với một giá trị giảm áp có một số giá trị lưu lượng (ví dụ như ba giá trị chẳng hạn) (hình 4.21b).

Tính không đơn trị của đặc tính thủy lực thể hiện ở chỗ các giá trị lưu lượng khác nhau đi qua các ống riêng biệt nối với nhau bởi một ống góp chung. Chế độ nguy hiểm nhất là lưu lượng nước thay đổi qua một ống, điều này gây ra khi độ nung nóng không thay đổi thì nhiệt độ của tường vách sẽ dao động và xuất hiện các ứng suất nhiệt mỏi khá nguy hiểm trong các tường vách. Hoạt động của nồi hơi lúc này có thể bị ngừng do đường ống có thể bị vỡ.

Bản chất của tính không đơn trị của đặc tính thủy lực là sự thay đổi các tính chất vật lý nhiệt của môi chất - như thể tích riêng, khi có sự thay đổi từ lưu lượng này sang lưu lượng khác khi độ nung nóng không thay đổi và ảnh hưởng của áp lực thủy chuẩn. Vấn đề còn phức tạp hơn khi ảnh hưởng của áp lực thủy chuẩn sẽ khác nhau khi môi chất chuyển động lên hoặc xuống. Tất cả những vấn đề này làm phức tạp các biểu thức giải tích, vì vậy các biểu thức đối với một đối tượng cụ thể thường được biểu diễn dưới dạng đồ thị: sơ đồ thủy lực, các thông số hình học của hệ thống đường ống, giá trị áp suất, entanpi của môi chất ở đầu vào ...



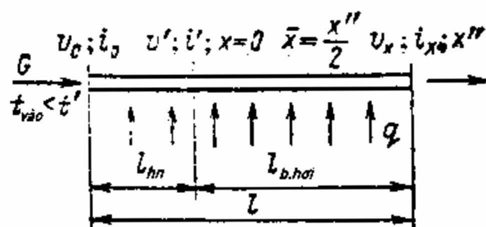
Hình 4.21. Đặc tính thuỷ lực đơn trị (a) và đa trị (b)

Nhiệt độ nước vào các ống có những ảnh hưởng nhất định tới độ bền vững đặc tính thủy lực trong các ống nằm ngang. Nhiệt độ có thể bằng, hoặc gần bằng nhiệt độ bão hòa $t_{vao} \approx t'$ hoặc nhỏ hơn rõ rệt $t_{vao} < t'$. Khi nhiệt độ nhỏ hơn nhiệt độ bão hòa ($\Delta i_{h.n} = i' - i_0 > 0$) thì sự hình thành hơi bắt đầu từ ngay đầu vào ống. Và tương ứng với nó, các ống sinh hơi được chia thành hai đoạn: hâm nhiệt và tạo hơi (hình 4.22). Độ dài của các đoạn này phụ thuộc vào lưu

lượng nước qua ống. Khi lưu lượng tăng, lượng nhiệt trên một đơn vị lưu lượng sẽ giảm, do đó độ dài đoạn hâm nhiệt sẽ tăng và ngược lại độ dài đoạn sinh hơi sẽ giảm.

Khi có đoạn hâm nhiệt (hình 4.22), trở kháng toàn phần được xác định theo công thức:

$$\Delta p = \frac{\xi}{2d}(\omega\rho^2).\bar{v}_{h.n} l_{h.n} + \frac{\xi}{2d}(\omega\rho^2).\bar{v}_{hayhoi}(l - l_{h.n}) \qquad (4.54)$$



Hình 4.22. Sự thay đổi các thông số môi chất trong ống nằm ngang khi $t_{vào} < t'$

Thể tích riêng của môi chất trên các đoạn hâm nhiệt và tạo hơi có khác nhau. Thể tích riêng trên đoạn hâm nhiệt ít thay đổi theo chiều dài và bằng:

$$\bar{v}_{h.n} = \frac{v_0 + v'}{2} \qquad (4.55)$$

Trên đoạn tạo hơi, thể tích riêng của hỗn hợp hơi - nước thay đổi mạnh, do đó lấy giá trị tích phân trung bình. Để đơn giản, khi độ nung nóng trên toàn bộ chiều dài ống phân bố đều thường có thể chấp nhận sự thay đổi này là tuyến tính:

$$\bar{v}_{hay.hoi} = v + \frac{x(v'' - v')}{2} \qquad (4.56)$$

ở đây độ khô x của hơi ở tiết diện ra của ống bằng:

$$x = \frac{q_l(l - l_{h.n})}{Gr} = \frac{q_l(l - l_{h.n})}{\omega\rho f r} \qquad (4.57)$$

Chiều dài của đoạn hâm nhiệt bằng:

$$l_{h.n} = (i' - i_0)\frac{G}{Q}l = \frac{i_{h.n}(\omega\rho)f}{q_l} \qquad (4.58)$$

Chiều dài đoạn tạo hơi (bay hơi):

$$l_{b.h} = l - l_{h.n} \tag{4.59}$$

Thay $v_{h.n}$, $v_{b.h}$, $l_{h.n}$, $l_{b.h}$ vào (4.54) ta có phương trình bậc ba:

$$\Delta p = A(\omega\rho)^3 - B(\omega\rho)^2 + C(\omega\rho) \tag{4.60}$$

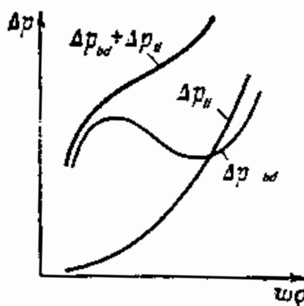
trong đó A, B, C - các số phức bao gồm các giá trị hình học ($d_0 f l$), vật lý nhiệt (v', v'', r, $\Delta i_{h.n}$), nhiệt lượng (q_l) và hệ số trở kháng thủy lực (ξ).

Phương trình (4.60) có thể có một nghiệm thực và hai nghiệm ảo, hoặc cả ba nghiệm thực. Trường hợp đầu đặc tính $\Delta p = f(\rho\omega)$ đơn trị, trường hợp thứ hai - đa trị. Tính đơn trị của đặc tính thủy lực thể hiện ở chỗ, khi nung nóng ống không đổi, mặc dù tăng lưu lượng nước chưa đun nóng thì vận tốc khối của hỗn hợp cũng không tăng mà ngược lại còn giảm, tương ứng với nó trở kháng thủy lực của ống sẽ thay đổi.

Theo mức tăng lưu lượng nước, trở kháng thủy lực của đoạn hâm nhiệt tăng lên, trở kháng thủy lực của đoạn sinh hơi giảm đi. Phụ thuộc vào các trở kháng này, tổng trở kháng có thể tăng hoặc giảm trong một khoảng giá trị lưu lượng nào đó. Lúc này đặc tính có thể là đơn trị hoặc đa trị.

Khi cấp nước vào có nhiệt độ bằng t' ($\Delta i_{hn} = 0$), hệ số A sẽ bằng 0, còn hệ số B sẽ đổi dấu, công thức (4.60) có dạng phương trình bậc hai thể hiện đặc tính thủy lực đơn trị:

$$\Delta p = B(\omega\rho)^2 + C(\omega\rho) \tag{4.61}$$



Hình 4.23. Loại trừ đặc tính thủy lực không ổn định bằng cách lắp đặt đĩa tiết lưu: $\Delta p_{b.dau}$ - đặc tính thủy lực ban đầu; $\Delta p_{t.luu}$ - đặc tính tiết lưu; $\Delta p_{b.dau} + \Delta p_{t.luu}$ - đặc tính tổng

Nguyên nhân cơ bản của sự không đơn trị đặc tính thủy lực là do sự khác biệt giữa thể tích riêng của nước và hơi nước. Khi áp suất tăng lên thì sự khác biệt đó giảm đi, do đó đặc tính trở nên ổn định hơn và chuyển động của môi chất bền vững hơn.

Tính không ổn định của đặc tính thủy lực có mối liên hệ với sự có mặt của đoạn hâm nhiệt. Khi mức độ chưa đun nóng tới sôi của nước ở lối vào càng nhỏ thì đặc tính càng trở nên ổn định và nó sẽ trở thành đơn trị khi $\Delta i_{h.n} = 0$.

Tăng nhiệt độ nước ở lối vào tới nhiệt độ sôi sẽ rất nguy hiểm, bởi vì khi đó không chỉ có nước mà cả hơi sẽ qua ống góp đi vào các ống tạo hơi. Sự phân bố tỷ lệ giữa nước và hơi sẽ không đồng đều giữa các ống: có ống nhiều hơi ít nước và ngược lại có ống nhiều nước ít hơi. Điều kiện làm việc như thế của các ống sẽ dẫn tới mức độ đun nóng được tăng cường mạnh và có thể làm vỡ ống. Do vậy, trong các nồi hơi kiểu thuận dòng trong bộ hâm nhiệt luôn luôn thiết kế để không có sôi.

Và để biến đặc tính thủy lực không ổn định thành ổn định người ta đặt thêm trở kháng thủy lực (đĩa đệm tiết lưu) ở lối vào của đoạn hâm nhiệt, trở kháng này sẽ thay đổi theo quy luật parabôn khi lưu lượng của môi chất tăng lên. Tổng của đặc tính ban đầu và đặc tính thêm vào sẽ trở thành đặc tính ổn định (hình 4.23). Đặc tính thêm vào cần phải có độ dốc đủ lớn.

Trong các ống thẳng đứng với chuyển động của môi chất đi lên hoặc ít số vòng lên xuống (hình 4.24), khi đó chiều cao của ống gần tương ứng với tổng chiều dài ống và đặc tính thủy lực cũng được xác định bởi độ chưa nung nóng tới sôi và áp suất của nước. Đặc điểm thủy lực của hệ thống này chịu ảnh hưởng mạnh của áp lực thủy chuẩn $\Delta p_{th\ chuan}$ (xem công thức 4.53).

Trong vách thẳng đứng với một vòng lên xuống, môi chất cần phải thắng cả trở kháng thủy lực và áp lực thủy chuẩn:

$$\Delta p = \Delta p_{th.luc} + \Delta p_{th\ chuan} \quad (4.62)$$

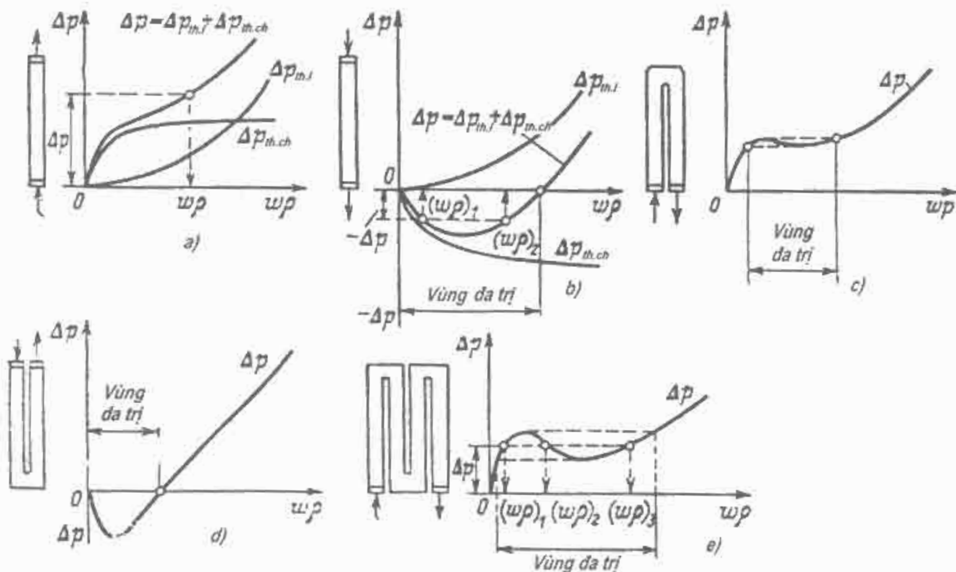
Đặc tính thuỷ lực là đơn trị và dòng chảy của môi chất là ổn định.

Khi dòng chảy xuống (hình 4.24b), trở kháng thủy lực là dương, còn áp lực thủy chuẩn lại giúp thêm cho chuyển động nên có dấu âm:

$$\Delta p = \Delta p_{th\ luc} - \Delta p_{th\ chuan} \tag{4.63}$$

Đặc tính thuỷ lực là đa trị: tương ứng với một giá trị giảm áp có hai giá trị lưu lượng khác hẳn nhau.

Tương tự như vậy có thể xây dựng đặc tính thủy lực của các thành phần thuận dòng khác của hệ thống phức tạp hơn (hình 4.24).



Hình 4.24. Các vách thẳng đứng và đặc tính thủy lực của chúng.

a - vách dẫn lên; b - vách dẫn xuống; c - vách lên - xuống; d - vách kiểu chữ U; e - vách thẳng đứng nhiều vòng lên xuống.

Từ những phân tich trên thấy rằng, với dòng đi lên sự giảm áp thủy chuẩn làm tốt hơn đặc tinh thủy lực, còn với dòng đi xuống thì lại làm xấu đi. Về tổng thể, các vách có số vòng chuyển động nhỏ sẽ có đặc tính hoặc là đa trị hoặc là không đủ ổn định.

Sự bền vững trong vùng đa trị được thực hiện bằng cách lựa chọn phù hợp vận tốc môi chất khi không có sự đồng nhất nhiệt (sự nung nóng các ống không giống nhau) và thủy lực (lưu lượng qua các các ống không giống nhau), tức là khi hoạt động của vòng tuần hoàn trong nhánh đi lên bên ngoài $d(\Delta p)/d(\omega p) > 0$ (đoạn *3 – 4* trên hình 4.24b). Để đảm bảo độ tin cậy, vận tốc

này cần lớn hơn rõ rệt vận tốc tại điểm cực tiểu *3* của đặc tính. Điều này nên thực hiện và khi đó sẽ không cần đĩa vòng đệm cho các ống của hệ thống thủy lực. Lắp đặt thêm đĩa đệm cần thiết để làm đồng đều lưu lượng môi chất chảy qua hệ thống thủy lực song song, ví dụ như các nhóm vách buồng đốt.

4.7.4. Đột biến nhiệt

Để đảm bảo độ tin cậy cho các bề mặt nung nóng, điều quan trọng là tất cả các ống song song đều phải làm việc ở các giá trị theo tính toán. Thực tế, các ống của một bề mặt có đặc tính thủy lực khác nhau (như đường kính khác nhau, chiều dài khác nhau, độ nhám bề mặt khác nhau ...) và đặc tính nhiệt cũng khác nhau (khác nhau ở độ nung nóng, sự bẩn bề mặt hoặc lắng xỉ...). Sự khác nhau đó đặc biệt rõ rệt trong các nồi hơi công suất lớn, bởi vì khi kích thước bề mặt nung nóng càng lớn thì độ lệch giữa giá trị thực và giá trị tính toán càng nhiều.

Môi chất làm việc được phân bố không đều trong các ống song song, entanpi của môi chất ở đầu ra của ống có thể khác nhiều với giá trị trung bình. Trong các ống này có thể xuất hiện chế độ nhiệt rất nguy hiểm gọi là *đột biến nhiệt*.

Sự phân bố nhiệt không đồng đều gây ra bởi các đặc tính nhiệt, các đặc tính thủy lực khác nhau của các ống song song.

Đột biến nhiệt gây ra bởi sự không đồng đều phân bố nhiệt hoặc đột biến thủy lực, hoặc đồng thời cả hai. Vấn đề sẽ nặng nề hơn khi các ống có độ nung nóng lớn lại đồng thời có lưu lượng môi chất nhỏ. Đối với các ống có đột biến bắt buộc phải kiểm tra độ bền và khả năng tạo vảy sắt.

Từ điều kiện làm việc cụ thể của bề mặt nung nóng người ta xác định mức đột biến nhiệt cho phép. Đối với thiết bị quá nhiệt hơi, đoạn ống ra của nó thường làm việc ở giới hạn khả năng nhiệt, do vậy mức đột biến nhiệt cho phép không được vượt quá 15 % tổng tiếp nhận nhiệt của bề mặt nung nóng. Để tăng độ tin cậy người ta thường nhóm các ống tạo hơi lại theo nhánh hơi, và sau mỗi nhánh lại đổi vị trí.

Các bộ hâm nhiệt thường làm việc ở vùng nung nóng vừa phải và nước chảy qua có nhiệt độ tương đối thấp. Do vậy mức đột biến nhiệt có thể cho

phép tới hơn 50 %. Do đó việc nhóm các ống đối với bộ hâm nhiệt là không bắt buộc.

Trong các ống sinh hơi ở chế độ tỏa nhiệt bình thường, nhiệt độ tường vách của ống lớn hơn nhiệt độ sôi của nước khoảng 20 ÷ 30°C. Trên bề mặt các ống tạo hơi có thể xảy ra hiện tượng có chế độ nhiệt kém, đặc biệt khi sự nung nóng được tăng cường trong buồng đốt. Do nguyên nhân này nên mức đột biến nhiệt không cho phép vượt quá 20 ÷ 40%.

Độ tin cậy của các thành phần thuận dòng được đặc trưng bởi hai hệ thông số: các giá trị trung bình đối với các thành phần của hệ thống $G_{t.p}$; $q_{t.p}$; $H_{t.p}$; $z_{t.p}$; $t_{t.p}^{ra}$; $\Delta i_{t.p}$ và các giá trị thông số của các ống có hiện tượng đột biến $G_{nhiệt}$; $q_{nhiệt}$; $H_{nhiệt}$; $z_{nhiệt}$; $t_{nhiệt}^{ra}$; $\Delta i_{nhiệt}$.

Ký hiệu:

$\rho_{th.lực} = G_{nhiệt} / G_{t.p}$ - hệ số đột biến thủy lực (4.64)

$\rho_q = \Delta i_{nhiệt} / \Delta i_{t.p}$ - hệ số đột biến nhiệt (4.65)

$\eta_{th.lực} = z_{nhiệt}/z_{t.p}$ - hệ số không đồng đều thủy lực (4.66)

$\eta_{nhiệt} = q_{nhiệt}/q_{t.p}$ - hệ số không đồng đều trao đổi nhiệt (4.67)

$\eta_{c.tr} = H_{nhiệt}/H_{t.p}$ - hệ số không đồng nhất cấu trúc (4.68)

Mối quan hệ giữa các hệ số trên được viết dưới dạng:

$$\rho_q = \frac{\Delta i_{nhiet}}{\Delta i_{t.p}} = \frac{q_{nhiet} H_{nhiet}}{G_{nhiet}} : \frac{Q_{t.p} H_{t.p}}{G_{t.p}} \quad (4.69)$$

Sau khi thay vào từ các biểu thức (4.64), (4.67), (4.68) ta có:

$$\rho_q = \eta_{nhiệt} \eta_{c.tr} / \eta_{th.lực} \quad (4.70)$$

Hệ số không đồng nhất cấu trúc không có mối liên quan với các quá trình chảy trong ống, do vậy thường lấy $\eta_{c.tr}$ = 0,95 ÷ 1 và khi đó:

$$\rho_q = \eta_{nhiet} / \eta_{th.luc} \quad (4.71)$$

Trong các công thức (4.64) ÷ (4.69), $G_{th.luc}$ và $G_{t.p}$ – lưu lượng môi chất trong thành phần của hệ thống thủy lực và trong ống có đột biến nhiệt; q_{nhiet} và

$q_{t.p}$ - phụ tải nhiệt của thành phần thuận dòng và ống có đột biến nhiệt; $\Delta i_{nhiệt}$ và $\Delta i_{t.p}$ - chênh lệch entanpi môi chất ở ống đột biến nhiệt và ở thành phần thuận dòng; $H_{nhiệt}$ và $H_{t.p}$ - bề mặt nung nóng ống đột biến nhiệt và thành phần thuận dòng; $z_{nhiệt}$ và $z_{t.p}$ - hệ số trở kháng thủy lực; $t_{t.p}^{ra}$ và t_{T}^{ra} - nhiệt độ môi chất ở đầu ra của thành phần và của ống có đột biến nhiệt.

4.8. BỀ MẶT ĐỐI LƯU VÀ BỨC XẠ

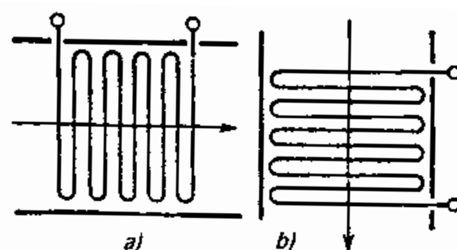
4.8.1. Thiết bị quá nhiệt hơi và thiết bị hâm nhiệt

Bề mặt nung nóng đối lưu của nồi hơi gồm: thiết bị quá nhiệt hơi mới, hơi quá nhiệt lần hai (thiết bị quá nhiệt hơi trung gian) và thiết bị hâm nhiệt. Thiết bị quá nhiệt đối lưu làm việc ở vùng nhiệt độ tương đối cao, còn hâm nhiệt làm việc ở vùng nhiệt độ thấp. Việc sử dụng bức xạ nhiệt giữa các ống trong những điều kiện này không thật hiệu quả. Do đó các bề mặt nung nóng bố trí sát nhau (khoảng cách giữa các ống rất nhỏ).

Tăng cường truyền nhiệt bằng cách sử dụng vận tốc sản phẩm cháy cao (lớn hơn 9 ÷ 13 m/s). Bề mặt nung nóng được thiết kế dạng ống xoắn (kiểu ruột gà), đầu cuối các ống được hàn gắn với ống góp. Đặc trưng của thiết bị quá nhiệt hơi là bố trí các ống kiểu thẳng đứng (hình 4.25a) và nằm ngang (hình 4.25b). Các ống của thiết bị hâm nhiệt chỉ bố trí nằm ngang (hình 4.25b). Chuyển động của môi chất trong thiết bị quá nhiệt có thể là chuyển động ngược dòng, thuận dòng hoặc kết hợp cả hai, còn trong bộ hâm nhiệt là ngược dòng.

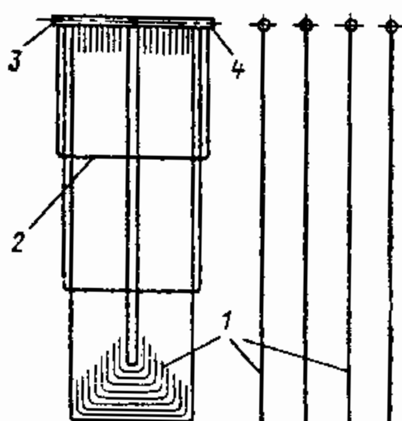
Các bề mặt nung nóng kiểu thẳng đứng thường thuận lợi hơn về mặt cấu trúc, đơn giản hơn và được giữ chặt hơn, có sự tạo xỉ ít hơn, nhưng lại khó, thậm chí không thể xả được nước ngưng, do đó gây khó khăn cho công việc sửa chữa và vận hành.

Ngược lại, các bề mặt nung nóng kiểu nằm ngang phải kẹp giữ phức tạp hơn, dễ tạo xỉ, đặc biệt là với những nhiên liệu có độ tro lớn, nhưng lại có ưu điểm là dễ xả hết các các chất lỏng từ bề mặt, do vậy sẽ thuận lợi hơn cho vận hành.



Hình 4.25. Bố trí ống cho các bề mặt nung nóng đối lưu

a - kiểu thẳng đứng; b - kiểu nằm ngang



Hình 4.26. Bề mặt nhận nhiệt bức xạ

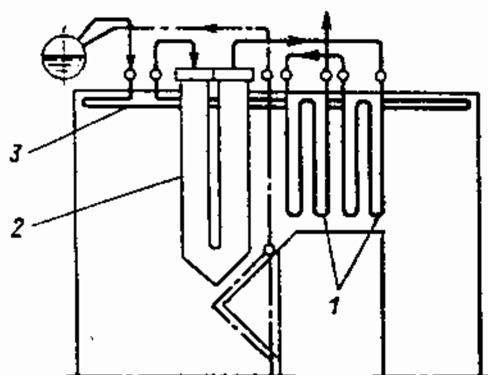
1 - hệ thống ống kiểu phẳng; 2 - ống kẹp giữ; 3 và 4 - ống góp đầu vào và đầu ra

Bề mặt nung nóng nhận nhiệt bức xạ là một hệ thống các ống song song được nối với nhau tại ống góp (hình 4.26). Các tấm nhận nhiệt bức xạ làm việc ở vùng có nhiệt độ sản phẩm cháy khá cao (ở vùng phía trên buồng lò hoặc vùng có luồng khí cháy ngang) và để sử dụng hiệu quả nhiệt bức xạ các ống được bố trí cách nhau một khoảng tương đối lớn (lớn hơn hoặc bằng 500 ÷ 1000 mm), hình thành một thể tích khí cháy lớn. Các tấm nhận nhiệt bức xạ bố trí tại nơi có luồng khí cháy ngang hoặc thẳng đứng.

Thiết bị quá nhiệt hơi của nồi hơi công suất lớn là một hệ thống các bề mặt nung nóng phức tạp nối với nhau. Số lượng các thành phần và cách nối giữa chúng phụ thuộc vào thông số của hơi. Nếu số lượng càng nhiều thì sự thu nhiệt của thiết bị quá nhiệt càng lớn và như vậy bề mặt nung nóng của thiết

bị càng nhiều. Chẳng hạn khi áp suất hơi là 14 MPa và nhiệt độ 545°C thì thiết bị quá nhiệt hơi mới (hơi quá nhiệt lần đầu) sẽ gồm các nhóm bề mặt đối lưu bố trí theo sơ đồ hỗn hợp, các thành phần tấm nhận nhiệt bức xạ và thành phần bức xạ trần buồng đốt (hình 4.27).

Khi lựa chọn sơ đồ lắp đặt các thành phần của thiết bị quá nhiệt, cần lưu ý hơn đến điều kiện làm việc nặng nề của phần bức xạ so với phần đối lưu. Do vậy phần bức xạ không được bố trí ở đầu ra của thiết bị quá nhiệt vì ở đó nhiệt độ của hơi lớn nhất. Người ta thường bố trí phần bức xạ thiên về phía hơi bão hòa. Các bề mặt thành phần có nhiệt độ lớn nhất (đầu ra) thường bố trí ở vùng có sản phẩm cháy vừa phải. Với cách bố trí như vậy sẽ đạt được chế độ nhiệt thuận lợi cho tất cả các bề mặt nung nóng của thiết bị quá nhiệt hơi.

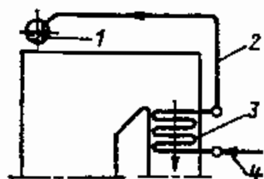


Hình 4.27. Sơ đồ nối các thành phần của thiết bị quá nhiệt hơi áp suất cao
1 - nhóm đối lưu; 2 - tấm nhận nhiệt bức xạ; 3 - tấm vách trần.

Thiết bị quá nhiệt hơi trung gian cũng thường cấp hơi với nhiệt độ như thiết bị quá nhiệt hơi mới (hay hơi tươi) (545°C). Tuy nhiên áp suất của hơi quá nhiệt lần hai nhỏ hơn nhiều (3 ÷ 4 MPa) so với hơi mới (14 ÷ 25,5 MPa). Do đó sự tỏa nhiệt từ các tường vách ống tới hơi trong thiết bị này sẽ kém hơn. Khác với thiết bị quá nhiệt hơi mới - đi qua đó là hơi hầu như vừa mới được tạo thành trong nồi hơi (các ống của thiết bị quá nhiệt được làm mát bởi hơi này), thiết bị quá nhiệt trung gian nhận hơi sau khi đã làm nóng đường ống và đi qua xilanh cao áp của tuabin. Hơi này sẽ được quá nhiệt lần thứ hai. Vì vậy thiết bị quá nhiệt trung gian tính từ khi bắt đầu cho nồi hơi làm việc sẽ có một khoảng thời gian dài không được bảo vệ và không được làm mát. Do đó thiết

bị này thường được bố trí ở vùng sản phẩm cháy có nhiệt độ thấp, tức là phía sau thiết bị quá nhiệt hơi mới. Sản phẩm cháy có nhiệt độ không quá 850°C, và vùng bố trí thiết bị quá nhiệt hơi trung gian không quá 600°C, với nhiệt độ này thiết bị sẽ làm việc tin cậy, bền kể cả trong khi mới bắt đầu đốt lò - tức là lúc đó thiết bị chưa có hơi đi qua.

Thiết bị hâm nhiệt bố trí ở vùng có nhiệt độ cháy thấp nhất và nhiệt độ của môi chất lỏng cũng thấp nhất. Khi nước cấp được phân bố đều trong các ống thì vật liệu kim loại bề mặt nung nóng sẽ làm việc trong điều kiện thuận lợi nhất. Dự phòng nhiệt độ tới giá trị cho phép của vật liệu các ống trong thiết bị hâm nhiệt thường đủ lớn. Đường kính các ống khoảng 20 ÷ 30 mm, độ dày 2,5 ÷ 3,5 mm. Các ống được sắp xếp theo hình bàn cờ. Ống góp ở đầu ra của thiết bị hâm nhiệt được nối với thùng chứa bằng một số đường ống dẫn (hình 4.28), hoặc được nối thẳng với ống góp đầu vào nếu nồi hơi là kiểu thẳng dòng. Các thiết bị hâm nhiệt bằng thép kiểu xoắn ruột gà được chia thành loại không sôi nếu ở đầu ra của thiết bị nước chưa tới nhiệt độ sôi, và loại sôi nếu ở đầu ra của thiết bị có một lượng hơi được hình thành. Cấu trúc của thiết bị hâm nhiệt loại sôi và không sôi hoàn toàn như nhau. Dòng chuyển động đi lên của nước đảm bảo cho khí và hơi (với loại thiết bị hâm nhiệt sôi) có đường chuyển động tự do.



Hình 4.28. Sơ đồ bố trí thiết bị hâm nhiệt với thùng chứa.

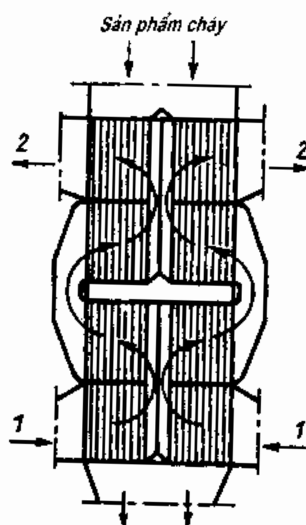
1 - thùng chứa (balông); 2 - ống dẫn nước; 3 - thiết bị hâm nhiệt; 4 - đầu vào nước cấp.

4.8.2. Thiết bị hâm nóng không khí

Theo nguyên lý làm việc, thiết bị hâm nóng không khí được chia thành kiểu thu hồi nhiệt và kiểu hoàn nhiệt.

Thiết bị hâm nóng không khí kiểu thu hồi nhiệt. Dạng cơ bản của thiết bị kiểu này là thiết bị có kết cấu ống được bố trí theo chiều thẳng đứng (hình

4.29). Thiết bị hâm nóng không khí kiểu thu hồi nhiệt làm việc với các bề mặt nung nóng không chuyển động, qua đó nhiệt được truyền liên tục từ sản phẩm cháy cho không khí. Thiết bị được chế tạo từ các ống thép có đường kính 30 ÷ 40 mm, độ dày 1,2 ÷ 1,5 mm. Các ống bố trí thẳng đứng, đầu ống được hàn đính vào các tấm ống theo hình bàn cờ. Độ dày của tấm ống phía dưới là 20 ÷ 25 mm, phía trên là 15 ÷ 20 mm.



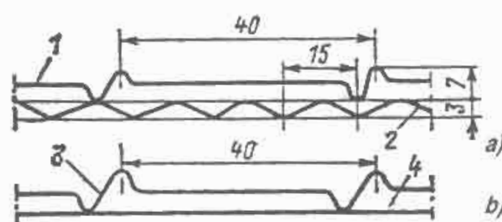
Hình 4.29. Thiết bị làm nóng không khí kiểu ống
1 - đầu vào không khí lạnh; 2 - đầu ra không khí nóng.

Thông thường sản phẩm cháy chuyển động bên trong ống và truyền nhiệt lượng cho không khí chuyển động phía ngoài ống. Để có các dòng không khí giao nhau, hệ thống theo chiều cao được chia thành một số hành trình bởi các tấm ngăn cách. Tại nơi không khí quay vòng người ta đặt những hộp dẫn khí. Thiết bị hâm nóng không khí có thành vỏ ngoài bằng thép đặc. Các tấm ống phía dưới tựa lên khung gắn với vỏ nồi hơi.

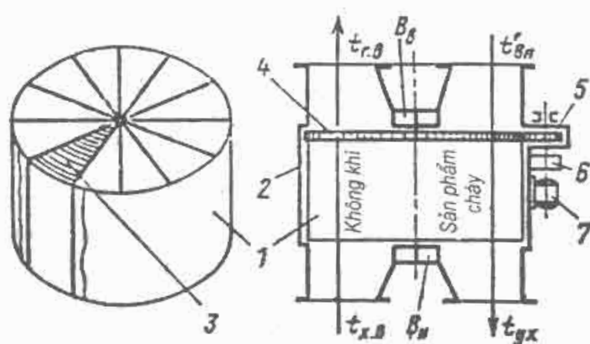
Thiết bị hâm nóng không khí được chế tạo dạng khối lập phương, thuận tiện cho lắp đặt, vận chuyển các nhóm chi tiết bên trong.

Thiết bị kiểu ống có cấu trúc đơn giản, độ tin cậy cao và chắc chắn hơn so với thiết bị kiểu khác. Nhược điểm của thiết bị kiểu ống và cũng giống như với các kiểu khác của loại thiết bị hâm nóng không khí kiểu thu hồi nhiệt là khối lượng kim loại và kích thước rất lớn, đặc biệt với những thiết bị công suất lớn.

Thiết bị hâm nóng không khí kiểu hoàn nhiệt. Dạng cơ bản của thiết bị này trong các nhà máy điện là dạng quay. Bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị là tấm đệm làm từ các lá kim loại mỏng, phẳng hoặc gợn sóng, tạo thành các kênh có đường kính tương đương nhỏ (d_{tt} = 8 ÷ 9 mm) để dẫn không khí và sản phẩm cháy. Các tấm đệm này được điền đầy vào trong một rôto rỗng hình trụ. Các rôto được chia thành các nhóm bởi tấm ngăn cách. Rôto của thiết bị hâm nóng không khí được mô tả trên hình 4.31. Rôto quay xung quanh một trục thẳng đứng nằm trong xilanh cố định bằng thép với vận tốc quay từ 2 đến 6 vòng/phút.



Hình 4.30. Tấm đệm của thiết bị làm nóng không khí dạng quay.
a - phần nóng; b - phần lạnh;
1 - lá thép khoảng cách, δ ≈ 0,6 mm; 2 - lá thép gợn sóng, δ ≈ 0,6 mm;
3 - lá thép khoảng cách δ ≈ 1,2 mm; 4 - lá thép phẳng.



Hình 4.31. Thiết bị nung nóng không khí kiểu hoàn nhiệt quay.
1 - rôto; 2 - thân (vỏ) cố định; 3 - tấm đệm; 4 - bánh răng lớn (vành); 5 - bánh răng nhỏ (truyền động); 6 - bộ giảm tốc (truyền động); 7 - động cơ điện; B_T và B_D - tấm phía trên và phía dưới ngăn cách dòng khí cháy và không khí.

Khối thiết bị được chia thành hai phần: Một phần cho sản phẩm cháy đi vào còn phần kia không khí đi vào. Chuyển động của khí cháy và không khí là

liên tục và tách riêng, còn tấm đệm thì lần lượt đi qua các dòng chuyển động này.

Khi rôto chuyển động, trong tấm đệm kim loại của một nhóm nào đó nhiệt được tích lại, sau đó truyền cho không khí khi có dòng chuyển động của không khí đi qua, với các nhóm khác cũng tương tự như vậy. Như vậy là đã hình thành quá trình nung nóng liên tục không khí bằng cách tải nhiệt tích lũy bởi các tấm đệm trong dòng khí cháy. Chuyển động của dòng khí cháy và không khí là ngược chiều.

Rôto quay nhờ động cơ điện công suất 3 ÷ 5 kW và qua bộ giảm tốc. Bề mặt nung nóng của 1 m^3 tấm đệm khoảng 200 ÷ 250 m^2. Khoảng thời gian tấm đệm nằm trong dòng khí cháy và dòng không khí được hạn chế (nhỏ hơn 30 s). Tấm đệm được nung nóng rất nhanh trong dòng khí cháy và cũng rất nhanh được làm mát trong dòng không khí. Với độ dày khoảng 0,6 ÷ 1,2 mm tấm đệm truyền đi một lượng nhiệt rất lớn. Các lá kim loại mỏng của tấm đệm có thuận lợi là khi có dòng thổi của không khí nó sẽ rung động rất dễ và do đó dễ dàng làm rơi bụi bẩn bám trên nó.

Các thiết bị làm nóng không khí kiểu hoàn nhiệt có ưu điểm: gọn, chi phí vật liệu kim loại nhỏ, trở kháng không lớn. Sự ăn mòn không ảnh hưởng nhiều tới hoạt động của thiết bị. Kể cả khi có ăn mòn ở nhiều chỗ thì các tấm đệm cũng không để có sự tràn dòng không khí sang dòng khí cháy.

Tuy nhiên thiết bị cũng có những hạn chế về mặt cấu trúc và vận hành như: có mặt thành phần quay và hệ thống làm mát bằng không khí các ổ trục, vòng bi, rôto; việc thực hiện đệm kín để ngăn dòng khí cháy và không khí phức tạp, có sự tràn dòng từ không khí vào dòng khí cháy tới 20 % và có thể hơn, làm tăng tổn thất nhiệt qua khí thải q_2. Nhược điểm của thiết bị làm nóng không khí kiểu tấm đệm gợn sóng là do có sự cong vênh nên không thể làm nóng không khí tới hơn 300 ÷ 350°C. Khi cần làm nóng không khí với nhiệt độ cao hơn thì thiết bị cần thiết kế kiểu hai tầng, tầng thứ nhất là kiểu hoàn nhiệt, tầng thứ hai là kiểu ống thu nhiệt.

Ăn mòn nhiệt độ thấp. Theo tiến trình tỏa nhiệt cho các bề mặt nung nóng, nhiệt độ của sản phẩm cháy giảm dần và ở nhiệt độ tương ứng với điểm đọng sương sẽ có hơi nước ngưng tụ. Nhiệt độ điểm sương được xác định bởi

áp suất thành phần hơi nước trong sản phẩm cháy. Đối với hơi nước sạch, nhiệt độ điểm sương khoảng 40 ÷ 50°C. Ngoài ra trong sản phẩm cháy có chứa sunfua anhyđriđ (SO_2) là chất rất dễ tham gia phản ứng với hơi nước tạo thành axit sunfuric. Hơi axit này làm tăng nhiệt độ điểm sương tới 110 - 150°C. Sự ngưng tụ hơi axit trên bề mặt nung nóng gây nên ăn mòn kim loại mạnh được gọi là *ăn mòn ở nhiệt độ thấp*. Dạng ăn mòn này là nguyên nhân làm hỏng các thiết bị làm nóng không khí trong nồi hơi sử dụng nhiên liệu có chứa sunfua sau 2 - 3 năm vận hành. Đã có nhiều phương pháp được áp dụng để bảo vệ chống ăn mòn nhiệt độ thấp đối với các thiết bị làm nóng không khí.

4.9. TRUYỀN NHIỆT TRONG CÁC BỀ MẶT NUNG NÓNG KIỂU ĐỐI LƯU

4.9.1. Phương trình trao đổi nhiệt đối lưu

Mặc dù các bề mặt nung nóng kiểu đối lưu có các chức năng khác nhau (như thiết bị quá nhiệt hơi, thiết bị hâm nhiệt nước, thiết bị làm nóng không khí), nhưng tất cả chúng đều nhận nhiệt bằng đối lưu, như vậy sự tỏa nhiệt từ các sản phẩm cháy tới các bề mặt này đều diễn ra theo các quy luật trao đổi nhiệt đối lưu.

Các phương trình cơ bản của trao đổi nhiệt là:

Phương trình truyền nhiệt:

$$Q_T = k\Delta tH / B_{l.th} \qquad (4.72)$$

ở đây lượng nhiệt truyền qua bề mặt được xác định cho 1 kg nhiên liệu;

Phương trình cân bằng nhiệt:

- về phía khí cháy:

$$Q^{khoi}_{balong} = \varphi\left[I'_{khoi} - I''_{khoi} + V^0_{kh.khi}(ct)_{kk.lanh}\right] \qquad (4.73)$$

- về phía môi chất làm việc:

$$Q^{m.chat}_{balong} = \frac{D}{B_{l.th}}(i_{vao} - i_{ra}) \qquad (4.74)$$

ở đây $Q^{khoi}_{balong} = Q_T = Q^{m.chat}_{balong}$ - lượng nhiệt cần truyền cho môi chất qua bề mặt đối lưu, MJ/kg; H - bề mặt nung nóng, m^2; k - hệ số truyền nhiệt, MW/(m^2.K); Δt - độ chênh nhiệt độ trung bình, °C; D - lưu lượng môi chất, kg/s; $B_{l.th}$ - lưu lượng nhiên liệu tính toán lý thuyết, kg/s; I'_{khoi} - entanpi của sản phẩm cháy ở đầu vào các bề mặt nung nóng, MJ/kg; i_{vao} và i_{ra} - entanpi của môi chất ở đầu vào và ra, MJ/kg.

Đối với các bề mặt mà các thông số đầu vào và đầu ra của môi chất đã xác định thì lượng nhiệt trao đổi được tính theo phía nhận nhiệt. Ví dụ với thiết bị quá nhiệt hơi mới:

$$Q_{q.nh} = \frac{D}{B_{l.th}}(i_{q.nh} - i'' + q_{ton.that}) \tag{4.75}$$

ở đây D - lượng hơi đi qua thiết bị quá nhiệt, kg/s; $i_{q.nh}$ - entanpi của hơi quá nhiệt, MJ/kg; i'' - entanpi của hơi bão hòa, MJ/kg; $q_{ton.that}$ - lượng nhiệt thải ra trong thiết bị làm lạnh hơi, MJ/kg.

Tính toán thiết bị quá nhiệt trung gian được thực hiện theo các giá trị cho trước về lượng hơi đi qua thiết bị $D_{tr.gian}$ và các thông số của hơi; $i^{vao}_{tr.gian}$ và $i^{ra}_{tr.gian}$:

$$Q_{tr.gian} = \frac{D_{tr.gian}}{B_{l.th}}(i^{ra}_{tr.gian} - i^{vao}_{tr.gian}) \tag{4.76}$$

Lượng nhiệt thu được của thiết bị làm nóng không khí xác định theo công thức:

$$Q_{say.kkh} = \alpha_{khi.nong}(I^0_{khi.nong} - I^0_{khi.lanh}) \tag{4.77}$$

trong đó $\alpha_{khi.nong}$ - hệ số dư không khí trong không khí nóng khi ra khỏi thiết bị làm nóng; $I^0_{khi.nong}$ – entanpi không khí ở đầu ra của thiết bị làm nóng khi $\alpha = 1$, MJ/kg; $I^0_{khi.lanh}$ – entanpi không khí ở đầu vào thiết bị lầm nóng, thường khi 30°C và $\alpha = 1$, MJ/kg;

Trong thiết bị hâm nhiệt của nồi hơi kiểu có thùng chứa, các thông số của môi chất ở đầu ra không biết trước, do vậy cần thiết lập phương trình cân bằng

nhiệt theo phía khí cháy (4.73). Đối với thiết bị hâm nhiệt của nồi hơi kiểu thuận dòng, trạng thái môi chất ở đầu vào và đầu ra đã biết và do vậy lượng nhiệt trao đổi được xác định theo phương trình cân bằng nhiệt theo môi chất (4.74).

4.9.2. Hệ số truyền nhiệt trong bề mặt nung nóng đối lưu

Ở trường hợp truyền nhiệt từ sản phẩm cháy cho môi chất trong các bề mặt đối lưu của nồi hơi, hệ số truyền nhiệt trên cơ sở lý thuyết trao đổi nhiệt (mục 2.6) có thể được viết dưới dạng sau:

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_{bn}}{\lambda_{bn}} + \dfrac{\delta_v}{\lambda_v} + \dfrac{\delta_{bt}}{\lambda_{bt}} + \dfrac{1}{\alpha_2}} \tag{4.78}$$

ở đây α_1 - hệ số tỏa nhiệt từ sản phẩm cháy tới bề mặt nung nóng, W/(m^2.K); α_2 – hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt nung nóng tới môi chất, W/(m^2.K); δ_v, δ_{bn}, δ_{bt} – tương ứng là độ dày của vách bề mặt, của bẩn bám bên ngoài và bên trong, m; λ_v, λ_{bt}, λ_{bn} – tương ứng là hệ số dẫn nhiệt của kim loại bề mặt, của bẩn bám bên trong và bên ngoài, W/(m.K).

Các bề mặt nung nóng là các ống có đường kính và độ dày không lớn, δ_v = 0,003 ÷ 0,006 m. Độ dẫn nhiệt của kim loại ống khá lớn λ_v = 30 ÷ 40 W/(m.K). Do đó trở kháng nhiệt của vách rất nhỏ và có thể bỏ qua, $\delta_v/\lambda_v \approx 0$. Cặn bẩn bám trên bề mặt trong của vách hầu như không có. Nếu có suất hiện cặn bẩn này thì có nghĩa là chế độ làm việc của nồi hơi đã có vấn đề không tốt.

Tính toán nhiệt được thực hiện với các điều kiện định mức và lấy δ_{bt}/λ_{bt} = 0. Riêng với các bề mặt ở vùng chuyển tiếp có ngoại lệ và được phép có một lượng nhỏ cặn bẩn bám, điều này làm thay đổi một cách rõ nét chế độ trao đổi nhiệt. Các cặn bẩn bên ngoài (xỉ, tro, bồ hóng, các sản phẩm ăn mòn) tuy được thường xuyên làm sạch nhưng bao giờ cũng vẫn còn. Tỷ lệ δ_{bn}/λ_{bn} được ký hiệu là ε và gọi là hệ số bám bẩn.

Truyền nhiệt từ sản phẩm cháy tới bề mặt nung nóng phụ thuộc nhiều vào khí động học của dòng khí cháy: mức độ bao bọc dòng khí với bề mặt, sự tạo

thành các vùng khí đọng (không chuyển động). Điều này làm giảm sự tỏa nhiệt theo phía khí cháy và làm tăng hệ số sử dụng ξ. Khi đó công thức (4.78) có dạng:

$$k = \frac{1}{\dfrac{\xi}{(\alpha_{dl} + \alpha_{bx})} + \varepsilon + \dfrac{1}{\alpha_2}} \qquad (4.79)$$

ở đây α_{dl} - hệ số tỏa nhiệt đối lưu, W/(m^2.K); α_{bx} - hệ số tỏa nhiệt bức xạ giữa các ống, W/(m^2.K); ξ - hệ số sử dụng nhiệt.

Trong công thức (4.79), có cả thành phần hệ số tỏa nhiệt bên trong α_2 và hệ số bám bẩn ε được sử dụng để tính toán thiết bị quá nhiệt kiểu ống bố trí dạng bàn cờ khi đốt nhiên liệu dạng bột.

Để hệ số truyền nhiệt tính toán gần với giá trị lớn nhất, cần cấu trúc các bề mặt nung nóng sao cho nó được bao bọc toàn bộ bởi sản phẩm cháy ($\xi \to 1$), còn khi vận hành cần phải theo dõi để bề mặt ngoài của các ống không có sự bám bẩn ($\varepsilon \to 0$).

Trong các ống sinh hơi, kể cả các ống ở vùng chuyển tiếp, $\alpha_2 \approx 10 \div 20$ kW/(m^2.K), còn ở bộ gia nhiệt $\alpha_2 \approx 3 \div 5$ kW/(m^2.K). Trở kháng nhiệt $1/\alpha_2$ đối với các bề mặt này cũng như trong thiết bị quá nhiệt hơi áp suất trên tới hạn hoàn toàn nhỏ và bằng:

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\xi(\alpha_{dl} + \alpha_{bx})} + \varepsilon} \qquad (4.80)$$

Trong nhiều trường hợp không có các số liệu tin cậy về hệ số bám bẩn ε, do đó người ta thay nó bằng hệ số hiệu quả nhiệt ψ là tỷ số các hệ số truyền nhiệt của các ống bị bám bẩn và các ống sạch.

Với bất kỳ cách bố trí các ống bề mặt nung nóng và đốt cháy khí - mazut cũng như cách bố trí các khoảng trống và đốt cháy nhiên liệu rắn, hệ số truyền nhiệt có tính đến hệ số hiệu quả nhiệt bằng:

- đối với thiết bị quá nhiệt:

$$k = \frac{\psi}{\dfrac{1}{\alpha_{dl} + \alpha_{bx}} + \dfrac{1}{\alpha_2}} \qquad (4.81)$$

- đối với các ống sinh hơi, vùng chuyển tiếp và thiết bị hâm nhiệt:

$$k = \psi(\alpha_{dl} + \alpha_{bx}) \qquad (4.82)$$

Giá trị ψ phụ thuộc vào loại nhiên liệu: đối với nhiên liệu rắn và mazut $\psi = 0,6 \div 0,7$; với đá phiến và nhiên liệu khí $\psi = 0,85 \div 0,9$.

Tính toán trao đổi nhiệt trong thiết bị làm nóng không khí thực hiện với hệ số sử dụng ξ, có tính đến ảnh hưởng của độ bám bẩn ε, độ bao bọc không hoàn toàn bề mặt nung nóng bởi không khí và sản phẩm cháy và sự tràn không khí trong các mạng ống. Do nhiệt độ của sản phẩm cháy thấp và thể tích khí cháy nhỏ nên có thể bỏ qua bức xạ nhiệt.

Với các lập luận như trên, hệ số truyền nhiệt đối với thiết bị làm nóng không khí kiểu thu nhiệt:

$$k = \xi \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{1}{\alpha_2}} \qquad (4.83)$$

và với kiểu hoàn nhiệt:

$$k = \xi \Pi \frac{1}{\dfrac{1}{x_1\alpha_1} + \dfrac{1}{x_2\alpha_2}} \qquad (4.84)$$

ở đây $x_1 = H_{khoi}/H = F_{khoi}/F$ - phần bề mặt hoặc tiết diện được bao bọc bởi sản phẩm cháy; $x_2 = H_{kh.khi}/H = F_{kh.khi}/F$ - phần bề mặt hoặc tiết diện được bao bọc bởi không khí; Π - hệ số không ổn định có tính đến sự không ổn định của quá trình truyền nhiệt (có ảnh hưởng tới tổng chênh lệch nhiệt độ).

Đối với bề mặt nhận nhiệt bức xạ với nhiên liệu cháy bất kỳ:

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\xi(\alpha_{dl} + \alpha_{bx})} + (1 + \dfrac{Q_{bxt}}{Q})(\varepsilon + \dfrac{1}{\alpha_2})} \qquad (4.85)$$

Với công thức này lượng nhiệt thu nhận từ lò bởi các tấm feston cũng được tính đến Q_{bxf}/Q. Ở đây Q - lượng nhiệt truyền cho tấm feston bằng đối lưu và bức xạ giữa các ống [xác định từ các công thức (4.72) - (4.74)]; Q_{bxf} - nhiệt lượng truyền cho tấm feston bằng bức xạ từ buồng đốt có tính đến lượng nhiệt truyền cho tấm tiếp theo.

Xác định độ chênh nhiệt độ theo mục 2.6.

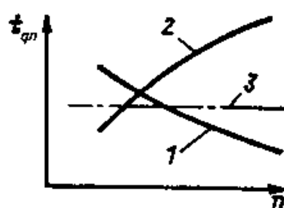
4.10. ĐIỀU CHỈNH NHIỆT ĐỘ HƠI QUÁ NHIỆT

4.10.1. Đặc tính điều chỉnh

Đặc tính điều chỉnh, tức là sự phụ thuộc của nhiệt độ hơi quá nhiệt vào phụ tải của nồi hơi sẽ khác nhau với đối các kiểu thiết bị quá nhiệt khác nhau. Đặc trưng của thiết bị quá nhiệt kiểu bức xạ là sự giảm nhiệt độ của hơi quá nhiệt khi tăng phụ tải (đường *1* trên hình 4.32).

Trong thiết bị quá nhiệt kiểu bức xạ, sự thu nhiệt tăng chậm hơn sự tăng phụ tải, tức là nhiệt thu trên một đơn vị lưu lượng hơi sẽ giảm đi. Trong thiết bị quá nhiệt đối lưu, lượng sản phẩm cháy đi qua nó tăng gần như tỷ lệ thuận với sự tăng phụ tải. Nhưng do sự giảm tỏa nhiệt bằng truyền thẳng trong buồng đốt và tương ứng là sự tăng nhiệt độ của sản phẩm cháy ở đầu ra của buồng đốt nên thể tích sản phẩm cháy trong thiết bị quá nhiệt hơi kiểu đối lưu sẽ tăng nhanh hơn sự tăng phụ tải, điều này làm cho vận tốc của sản phẩm cháy và hệ số truyền nhiệt tăng nhanh hơn, do đó nhiệt độ của hơi quá nhiệt tăng nhanh hơn so với tăng phụ tải (đường *2* hình 4.32).

Lựa chọn kích thước các phần bức xạ và đối lưu của thiết bị quá nhiệt một cách phù hợp sẽ có thể đảm bảo cho nhiệt độ hơi quá nhiệt cố định (đường *3*).



Hình 4.32. Đặc tính điều chỉnh của thiết bị quá nhiệt hơi
1 - kiểu bức xạ; 2 - kiểu đối lưu; 3 - kiểu phối hợp.

Ảnh hưởng nhiều nhất tới nhiệt độ của hơi quá nhiệt là tải của nồi hơi (hình 4.32). Sự quá nhiệt hơi cũng phụ thuộc vào nhiều yếu tố vận hành như: nhiệt độ nước cấp, lượng dư không khí trong buồng đốt, sự tạo xỉ các vách và bản thân thiết bị quá nhiệt, độ ẩm của nhiên liệu.

Do vậy đã thiết lập một độ lệch không lớn giá trị nhiệt độ hơi quá nhiệt so với giá trị định mức: đối với nồi hơi áp suất trên tới hạn thì khoảng từ +5 đến -10°C. Thậm chí cả các thiết bị quá nhiệt kiểu phối hợp bức xạ - đối lưu trong điều kiện vận hành cũng không thể đảm bảo giữ nhiệt độ hơi quá nhiệt cố định trong giới hạn lệch cho phép, chính vì thế mỗi nồi hơi đều có những thiết bị để điều chỉnh nhiệt độ hơi mới và hơi quá nhiệt lần hai. Theo điều kiện thay đổi đồ thị phụ tải của nhà máy điện, thường nên có khoảng điều chỉnh lớn năng suất hơi với việc duy trì nhiệt độ định mức của hơi. Nhiệt độ định mức cần được đảm bảo trong khoảng điều chỉnh phụ tải từ 30 đến 100 % đối với hơi quá nhiệt mới, và từ 60 ÷ 100 % đối với hơi quá nhiệt lần hai.

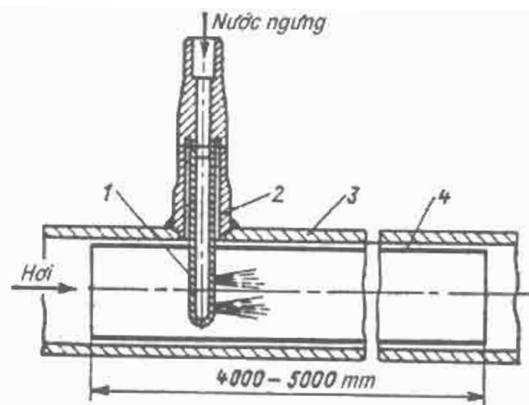
Người ta phân biệt hai phương pháp điều chỉnh nhiệt độ hơi quá nhiệt: điều chỉnh hơi và điều chỉnh khí.

4.10.2. Điều chỉnh hơi

Khi điều chỉnh nhiệt độ của hơi mới kiểu dùng hơi người ta thường sử dụng bộ làm lạnh hơi kiểu phun.

Bộ làm lạnh hơi kiểu phun (hình 4.33) là một phần của ống góp ở đó nước ngưng được phun vào dòng hơi quá nhiệt. Nước ngưng được phun qua vòi phun đục lỗ đường kính 3 ÷ 6 mm. Để tránh các dòng tia nước ngưng đập vào vách ống góp (có nhiệt độ bằng nhiệt độ hơi quá nhiệt), người ta đặt thêm vỏ bảo vệ với khoảng trống giữa nó và vách ống góp 6 ÷ 10 mm, chiều dài 4 ÷ 5 m được chọn theo điều kiện bay hơi của dòng nước ngưng phun vào.

Bộ làm lạnh hơi kiểu phun đòi hỏi nước ngưng có chất lượng cao. Nước ngưng từ tuabin luôn luôn cấp cho nồi hơi kiểu thuận dòng và thường là cấp cho nồi hơi kiểu thùng chứa, đồng thời nước ngưng này cũng được dùng để phun.



Hình 4.33. Bộ làm lạnh hơi kiểu phun
1 - vòi phun; 2 - ống nối; 3 - ống góp; 4 - vỏ bảo vệ

Nếu nước cấp cho nồi hơi kiểu thùng chứa là nước thiên nhiên thì nước ngưng để phun được lấy trực tiếp từ trong nồi hơi – trong thiết bị trao đổi nhiệt ngưng. Thiết bị này sử dụng hơi bão hòa lấy từ thùng chứa của nồi hơi.

Để đảm bảo điều kiện làm việc thuận lợi cho vật liệu kim loại của thiết bị quá nhiệt hơi, thường người ta lắp đặt hai hoặc ba vòi phun trong một nhánh hơi quá nhiệt.

Để điều chỉnh hơi quá nhiệt lần hai người ta sử dụng rộng rãi thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi. Nếu thiết bị quá nhiệt chính thực hiện kiểu bức xạ, còn thiết bị quá nhiệt trung gian bằng đối lưu, thì khi giảm tải nồi hơi nhiệt độ của hơi mới sẽ tăng lên còn nhiệt độ của hơi quá nhiệt lần hai sẽ giảm đi (hình 4.32). Để ổn định nhiệt độ của hơi khi giảm tải trong cả hai thiết bị quá nhiệt hơi, khi đó cần lấy nhiệt của hơi mới truyền cho hơi quá nhiệt lần hai.

Để thực hiện việc này người ta sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi, thiết bị này có khả năng phân phối lại lượng nhiệt truyền bằng bức xạ và bằng đối lưu cho hai thiết bị quá nhiệt hơi. Các nhóm chi tiết của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi gồm 10 ÷ 20 ống có độ dài 25 ÷ 35 mm nối vào một ống góp đường kính 300 ÷ 400 mm (hình 4.34). Để bù nhiệt độ do đường ống dài và để thiết bị trao đổi nhiệt gọn hơn, người ta thiết kế các ống theo dạng chữ U. Hơi mới chuyển động trong ống, hơi quá nhiệt lần hai trong ống góp, việc điều chỉnh nhiệt độ được thực hiện bằng cách dẫn một phần dòng chảy

qua thiết bị trao đổi nhiệt. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi được thiết kế theo kiểu nhiều nhóm. Các nhóm được bố trí song song với nhau. Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi là một phần bề mặt vách trao đổi nhiệt của thiết bị quá nhiệt trung gian, nhận nhiệt từ hơi quá nhiệt và được bố trí ở ngoài nhánh khí cháy. Phần chính nhiệt lượng nhận được bằng đối lưu ở bề mặt vách nằm trong hướng khí chuyển động. Các bề mặt vách này được bố trí nối tiếp với nhau.

Hình 4.34. Một bộ phận của thiết bị trao đổi nhiệt hơi - hơi thường gặp

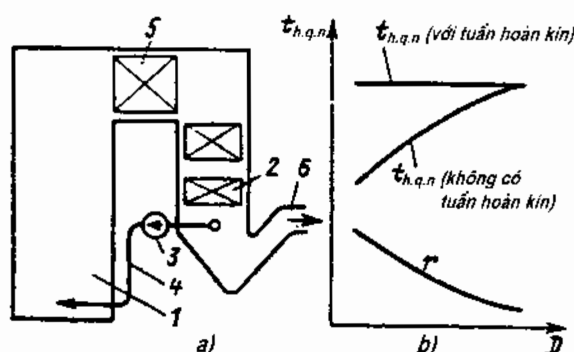
1 - bộ phận trao đổi nhiệt hơi - hơi; 2 - van điều chỉnh; 3 - ống phân nhánh; 4 - thanh giằng; 5 - đáy đĩa; 6 - bộ phận đầu; 7 - đĩa đệm; 8 - ống trao đổi nhiệt; 9 - thân (vỏ)

4.10.3. Điều chỉnh khí

Dạng cơ bản của điều chỉnh khí là sử dụng tái tuần hoàn sản phẩm cháy. Các sản phẩm cháy từ tầng đối lưu có nhiệt độ $250 \div 350^{\circ}C$ (thường là ngay sau thiết bị hâm nhiệt) nhờ quạt hút khói tái tuần hoàn đưa tới buồng đốt và nhờ đó phân bố lại nhiệt giữa các bề mặt nung nóng phụ thuộc vào lượng nhận được của khí tái tuần hoàn, lượng này càng nhiều thì hiệu quả nhiệt càng lớn. Thông thường sản phẩm cháy được đưa lại tới phần dưới của buồng đốt (hình 4.35), điều này làm giảm đi sự tỏa nhiệt thẳng và tương ứng làm tăng nhiệt độ của sản phẩm cháy ở đầu ra. Lúc này lượng sản phẩm cháy đi qua thiết bị quá

nhiệt tăng lên. Như thế làm tăng khả năng trao đổi nhiệt đối lưu, do vậy làm tăng nhiệt độ hơi quá nhiệt. Tái tuần hoàn sản phẩm cháy cần tăng cường khi tải của nồi hơi nhỏ, khi đó nhiệt độ hơi giảm, và ngược lại cần ngắt nó khi tải lớn khi mà không cần có tái tuần hoàn thì sự quá nhiệt đã đủ lớn.

Tái tuần hoàn khí cháy để duy trì nhiệt độ hơi quá nhiệt lần hai, đồng thời nó liên quan tới sự thay đổi chế độ buồng đốt và như vậy ảnh hưởng tới nhiệt độ của hơi mới. Tái tuần hoàn khí cháy làm phát sinh năng lượng để hút khí và tổn thất nhiệt qua khí thải, đồng thời ảnh hưởng tới nhiệt độ hơi mới do vậy làm phức tạp thêm cho vận hành. Nhiệt độ cần duy trì của hơi quá nhiệt lần hai không chỉ được điều chỉnh bởi khí, mà trong các nồi hơi hiện đại nó được sử dụng đồng thời với trao đổi nhiệt kiểu hơi - hơi (điều chỉnh hơi). Khi có thiết bị quá nhiệt hơi trung gian thì bắt buộc phải sử dụng cả hai phương pháp điều chỉnh này.



Hình 4.35. Điều chỉnh nhiệt độ hơi bằng tái tuần hoàn sản phẩm cháy
a - Sơ đồ tuần tái tuần hoàn; b - Ảnh hưởng của năng suất hơi của nồi hơi tới nhiệt độ hơi và lượng sản phẩm cháy tái tuần hoàn.
1 - buồng đốt; 2 - thiết bị hâm nhiệt; 3 - quạt hút tái tuần hoàn; 4 - cấp khí lạnh vào phần dưới buồng đốt; 5 - thiết bị quá nhiệt; 6 - tới ống khói.

4.11. CHẾ ĐỘ NƯỚC NỒI HƠI

4.11.1. Sự tạo bẩn nước cấp, hơi và ảnh hưởng của nó tới chế độ làm việc của các thiết bị

Trong quá trình làm việc của thiết bị tuabin hơi bất kỳ kiểu nào, với nồi hơi thẳng dòng hay nồi hơi có thùng chứa, môi chất liên tục bị bẩn vì cặn. Số lượng và thành phần cặn bẩn xác định bởi chủng loại thiết bị, thành phần vật

liệu và chế độ vận hành. Cặn bẩn chủ yếu của nước tải nhiệt là: các muối Ca, Mg, Na, axit, kiềm, các chất hữu cơ, sản phẩm ăn mòn vật liệu là các khí O_2, CO_2.

Không phụ thuộc vào nguồn gốc phát sinh, các cặn bẩn có trong nước nồi hơi có thể ở dạng hòa tan hoặc lơ lửng trong nước. Ở những điều kiện xác định một số cặn bẩn có thể bám lên bề mặt vách nồi hơi và lắng đọng thành dạng cặn bọt có hệ số dẫn nhiệt nhỏ làm giảm khả năng truyền nhiệt và làm tăng nhiệt độ vật liệu. Sự lắng đọng sẽ rất nguy hiểm đặc biệt ở vùng nhiệt độ cao của các vách buồng đốt. Các cặn bẩn khác có thể tạo thành dạng cặn tinh thể và nằm trong nước nồi hơi.

Cặn bẩn sẽ từng phần đi theo hơi và làm bẩn hơi. Cặn bẩn của hơi có thể lắng đọng trong các thiết bị quá nhiệt hơi và trong phần lưu thông của tuabin. Cặn bẩn không được phép lắng đọng trong các thiết bị quá nhiệt hơi, bởi vì ở điều kiện làm việc bình thường các ống ruột gà ở đầu ra theo nhánh hơi có giới hạn nhiệt độ để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường cho vật liệu, và chỉ cần có một lớp lắng đọng mỏng đã có thể gây ra sự tăng nhiệt độ không cho phép, do đó làm tăng cường sự hình thành vảy sắt, tăng sự rão vật liệu.

Sự hình thành lắng đọng trong phần lưu thông tuabin có ảnh hưởng cực kỳ xấu, làm cho các cánh tuabin bị sần sùi, làm tăng tổn thất ma sát và tương ứng làm giảm hiệu suất của tuabin. Lắng đọng nhiều trong phần lưu thông tuabin làm tăng áp suất theo trục tuabin và do vậy làm hạn chế công suất của tuabin.

Công suất và hiệu suất của tuabin giảm một cách rõ rệt khi lượng lắng đọng khoảng $3 \div 5$ kg trên 100 MW. Tuy nhiên thực tế lượng bẩn theo hơi vào tuabin nhiều hơn thế nhiều, nhưng phần lớn chúng đi qua tuabin và nếu không có thiết bị làm sạch (lọc) nước ngưng sau tuabin thì chúng sẽ lại được đưa vào nước cấp. Do vậy để tránh làm bẩn nước cấp thì nước ngưng sau tuabin cần được làm sạch. Người ta cũng có các phương pháp để hạn chế cặn bẩn sinh ra trong thiết bị ngưng hơi và trong nước bổ sung. Ngăn ngừa sự xuất hiện các sản phẩm ăn mòn vật liệu ở áp suất gần tới hạn hoặc trên tới hạn còn khó khăn hơn.

Hơi bị bẩn bởi các chất tan hoặc lơ lửng trong nước. Có hai cách làm cho các chất bẩn trong nước truyền vào hơi: đó là các hạt ẩm mang theo các chất

bẩn tan hoặc lơ lửng trong nước vào hơi, và các chất bẩn tan trong nước truyền vào hơi do khả năng hòa tan của hơi. Trong trường hợp tổng quát, độ sạch của hơi được xác định bởi hệ số chuyền dời:

$$K = \omega + a \qquad (4.86)$$

ở đây ω - độ ẩm của hơi, đặc trưng cho lượng các chất thâm nhập vào hơi bằng đường các hạt ẩm, %; a - hệ số phân bố các chất giữa hơi bão hòa và nước sôi, %.

Ở áp suất thấp khả năng hòa tan của hơi là nhỏ, và a cũng nhỏ, do đó $K \approx \omega$. Theo mức độ tăng dần áp suất sự hòa tan các chất trong hơi tăng lên và ở áp suất cao thành phần các cặn bẩn không bay trong hơi do khả năng hòa tan lớn hơn hàng chục lần so với bẩn thâm nhập bằng đường các hạt ẩm, và lúc này $K \approx a$.

Trong các nồi hơi kiểu có thùng chứa, để nhận được hơi sạch trước hết cần phải làm khô nó chừng nào có thể, tức là cần tách các hạt ẩm ra khỏi dòng hơi ($\omega \to 0$). Làm sạch các bẩn thâm nhập vào hơi do khả năng hòa tan của hơi được thực hiện bằng cách "rửa" nó trong một lớp nước sạch ($a \to 0$). Cả hai quá trình này: tách ẩm và rửa hơi đều được thực hiện trong thùng chứa.

Trong các nồi hơi kiểu thẳng dòng, do không có thùng chứa nên việc tách ẩm và rửa hơi không thể thực hiện được. Do vậy để có hơi sạch với kiểu nồi hơi này thì nước để sinh hơi cần phải rất sạch.

4.11.2. Các phương pháp loại trừ cặn bẩn ra khỏi hệ thống

Hoạt động tin cậy của các thiết bị tuabin được đảm bảo bằng cách duy trì độ sạch của môi chất ở mức độ cho phép. Do vậy cần tổ chức loại bỏ các cặn bẩn ra khỏi chu trình tương ứng với lượng hình thành và thâm nhập của chúng. Phương pháp đẩy cặn bẩn ra phụ thuộc vào kiểu nồi hơi.

Với nồi hơi hoạt động theo nguyên lý *tuần hoàn nhiều vòng*. Thành phần hơi của dòng chảy trong các ống sinh hơi của vòng tuần hoàn được khống chế và bình thường không lớn, $x \le 10 \div 25\%$. Lúc này không có sự sấy sâu nước nồi hơi, do đó phần lớn các cặn bẩn ở trạng thái hòa tan đều chưa đạt tới tỷ lệ thành phần tới hạn (bão hòa) và sẽ không ở pha rắn hoặc không bám trên vách

các ống. Ngoại lệ có thể là các hợp chất canxi và các ôxit kim loại (sắt, đồng), là những chất có khả năng hòa tan rất kém và khả năng này càng giảm khi nhiệt độ (áp suất) tăng.

Để ngăn chặn sự lắng đọng canxi người ta đưa các chất phản ứng vào nước nồi hơi, các chất này tác dụng với các chất cặn xỉ có trong nước tạo thành bùn và được đưa ra ngoài cùng với một phần nước - gọi là nước quét. Thực hiện phương pháp quét (thổi) là đặc trưng riêng của chế độ nước đối với nồi hơi kiểu thùng chứa.

Trong nồi hơi kiểu thẳng dòng, quá trình tạo hơi diễn ra khi có sự sấy tất cả nước, $x = 1$. Trong các nồi hơi kiểu này không thể thực hiện phương pháp thổi do đó tương ứng với khả năng hòa tan các chất cặn bẩn trong nước và trong hơi sẽ ở một mức độ nào đó tạo thành các bọt xỉ bám trên các bề mặt nung nóng. Không thể ứng dụng cách đưa một chất nào đó vào để tạo thành pha rắn dưới dạng xỉ bùn vì sẽ làm tăng lớp lắng đọng. Các chất lắng đọng dễ hòa tan tích tụ trong quá trình vận hành ở những vùng xác định của nồi hơi kiểu thẳng dòng trong các nhà máy nhiệt điện được rửa sạch từng phần mỗi khi dừng và khởi động. Các chất lắng đọng khó hòa tan sẽ được định kỳ đẩy ra ngoài bằng phương pháp rửa bằng hóa chất.

Làm sạch định kỳ các cặn lắng đọng được thực hiện khi thiết bị dừng làm việc, do đó sẽ làm giảm lượng hơi sinh ra, và với cấu trúc kiểu tổ máy của nhà máy điện sẽ làm giảm lượng điện năng. Bản thân quá trình rửa làm sạch là một quá trình phức tạp đòi hỏi chi phí lớn hóa chất và thời gian. Vì vậy các nồi hơi kiểu thẳng dòng thường sử dụng nước có độ sạch cao, gần như độ sạch yêu cầu của hơi sinh ra (ví dụ ở áp suất trên tới hạn, tổng các cặn bẩn không được vượt quá $30 \div 40$ μg/kg).

Làm sạch liên tục các chất cặn được thực hiện nhờ thiết bị khử muối được bố trí trong nhánh phía sau thiết bị ngưng hơi tuabin. Với thiết bị này có thể đảm bảo hoàn toàn không có cặn muối và cặn kiềm trong nồi hơi và trong tuabin.

Nhưng ứng dụng thiết bị làm sạch nước ngưng lại làm nảy sinh vấn đề với sự hình thành các ôxit kim loại và hình thành cặn bẩn của sản phẩm ăn mòn trong nhánh nước - hơi, đặc biệt là ôxit sắt. Hạn chế sự ăn mòn vật liệu và cặn bẩn, đảm bảo độ sạch cao của hơi sinh ra có thể thực hiện được bằng cách tổ

chức các quá trình lý hóa ở phía môi chất, các quá trình lý hóa này được gọi là chế độ hóa nước (hay chế độ nước).

Chế độ nước tối ưu của tổ máy năng lượng cần đảm bảo sự vận hành liên tục, tin cậy, không phải dừng thiết bị khi tiến hành quá trình rửa làm sạch trong một thời gian dài, nhưng không quá 800 giờ. Điều này được đảm bảo bởi hạn chế các lắng đọng bên trong nồi hơi gây ra sự tăng nguy hiểm nhiệt độ của các bề mặt trao đổi nhiệt, hạn chế lắng đọng trong phần lưu thông của tuabin bởi nó sẽ làm giảm công suất của tổ máy, hạn chế ăn mòn vật liệu trong nhánh nước - hơi, hạn chế mài mòn thiết bị.

Trong nước cấp luôn có ôxy. Phụ thuộc vào tỷ lệ ôxy có trong nước trung tính (pH = 7) có thể gây ra các tác động khác nhau đối với vật liệu kim loại. Khi tỷ lệ ôxy thấp khả năng ăn mòn kim loại sẽ tăng lên. Khi tỷ lệ ôxy tăng trên bề mặt kim loại sẽ xuất hiện một lớp màng bảo vệ Fe_3O_4, Fe_2O_3. Và với những đặc tính này của ôxy nên chế độ nước của nồi hơi kiểu thẳng dòng thường được tổ chức theo các cách khác nhau.

Với chế độ nước kiểu hyđrazin - amôniắc truyền thống thì ôxy được loại trừ ra khỏi nước cấp bằng cách thổi ra ngoài cùng với khí thải qua thiết bị tách khí, phần còn lại cho tác dụng với hyđrazin (N_2H_4):



$$N_2H_4 + O_2 \rightarrow N_2 + 2H_2O \tag{4.87}$$

Axít cacbonic kết hợp với amoniac đưa vào nước cấp.

Còn cơ sở để tổ chức chế độ nước kiểu ôxy trung tính là do khả năng tạo thành lớp màng bảo vệ bền vững khi có nồng độ ôxy cao (khoảng gần 200 μg/kg). Để tổ chức chế độ nước trung tính người ta cho một lượng khí O_2 vào nước cấp cho thiết bị tách khí. Trong nhiều trường hợp người ta cho vào cả hyđrô peroxit (H_2O_2). Chế độ nước trung tính đòi hỏi nước cấp có độ sạch cao và không chứa CO_2, độ dẫn điện của nước cấp khi đó không được vượt quá 0,2 μΩ/cm.

Ưu điểm của chế độ nước trung tính là: không cần có các chất phản ứng đắt tiền để chuẩn bị nước và cùng với nó sẽ làm tăng thời gian xử lý ở thiết bị khử muối, giảm tốc độ hình thành cặn lắng ôxit sắt trên bề mặt trao đổi nhiệt của các vách buồng đốt, và đơn giản hóa chế độ nước.

4.12. NỒI HƠI CỦA CÁC TỔ MÁY NĂNG LƯỢNG CÔNG SUẤT LỚN TRONG NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Định hướng phát triển chính đối với các nhà máy nhiệt điện là tăng công suất các tổ máy: tuabin và nồi hơi. Các tổ máy công suất 300 MW với các nồi hơi có năng suất từ 950 đến 1000 T/h đã được sử dụng và vận hành tốt, các tổ máy công suất 500 và 800 MW với nồi hơi năng suất 1650 ÷ 2650 T/h đã và đang được xây dựng. Người ta đã thiết kế và đưa vào vận hành tổ máy công suất lớn 1200 MW với năng suất hơi 3950 T/h. Tăng công suất của tổ máy làm giảm giá thành điện năng nhưng sẽ làm tăng kích thước tuabin và nồi hơi. Ở tổ máy công suất 800 MW, chiều cao của nồi hơi sử dụng nhiên liệu than bột có thể lên tới hơn 90 m, như vậy cần tòa nhà nồi hơi còn cao hơn, vận hành và lắp đặt cũng phức tạp hơn. Tăng công suất tổ máy cũng đồng thời phải nâng cao độ tin cậy của các thiết bị, tăng chất lượng thiết kế chế tạo và cần nâng cao trình độ vận hành.

Tính kinh tế của các tổ máy nói riêng và của toàn bộ công trình nói chung phụ thuộc rõ rệt vào thông số ban đầu của hơi. Tuy nhiên để tăng được các thông số này cần phải vượt qua nhiều khó khăn về mặt kỹ thuật. Thứ nhất khả năng tăng được nhiệt độ và áp suất lại phụ thuộc vào đặc tính của vật liệu kim loại làm việc với độ tin cậy cao ở các giá trị lớn của hơi quá nhiệt. Giá trị áp suất của môi chất có ảnh hưởng nhiều tới sự lựa chọn chủng loại nồi hơi. Ở áp suất trước tới hạn thì về nguyên tắc có thể làm việc bất cứ chủng loại nồi hơi nào: kiểu thẳng dòng và kiểu có thùng chứa, tuần hoàn tự nhiên hoặc cưỡng bức. Loại sau thường không được ứng dụng trong ngành năng lượng truyền thống.

Trong tất cả các nhà máy nhiệt điện áp suất trước tới hạn thường sử dụng nồi hơi kiểu thùng chứa tuần hoàn tự nhiên. Áp lực chuyển động ở đây tăng khi áp suất giảm và theo điều kiện làm việc tin cậy của quá trình tuần hoàn thì áp suất trong thùng chứa được thiết lập vào khoảng 17 MPa.

Đối với các tổ máy với nồi hơi có thùng chứa thường công suất giới hạn không vượt quá 400 ÷ 500 MW. Đối với áp suất trên tới hạn thì chỉ nồi hơi kiểu thẳng dòng có thể làm việc. Nhiệt độ của hơi quá nhiệt cũng có ảnh hưởng lớn tới cấu trúc nồi hơi. Nhiệt độ càng lớn thì bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị quá nhiệt càng lớn và chiếm phần lớn nhánh khí cháy và chiếm chỗ các bề mặt nung nóng khác.

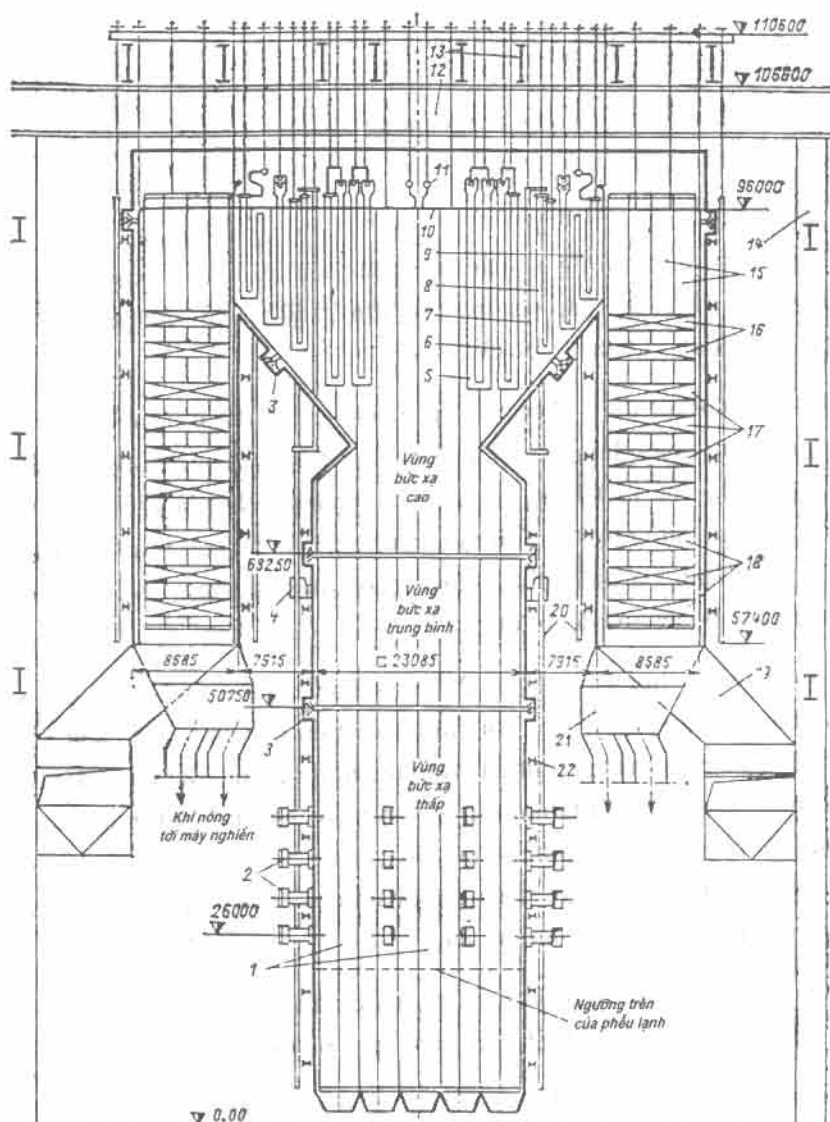
Dạng và chất lượng của nhiên liệu cũng có ảnh hưởng nhiều tới cấu trúc nồi hơi. Đặc điểm riêng của nhiên liệu hóa thạch là có độ tro. Đặc tính nhiệt độ và thành phần của nhiên liệu quyết định việc lựa chọn phương thức đốt cháy và thải tro, đồng thời cũng ảnh hưởng tới việc chọn nhiệt độ khí cháy ở đầu ra buồng đốt, và việc phân bố các phần nhiệt lượng bức xạ và đối lưu. Nhiệt độ lựa chọn cần đảm bảo có tro ở dạng hạt trong luồng khí cháy - tức là sao cho không có sự tạo xỉ trên bề mặt trao đổi nhiệt. Nhiệt độ này càng cao thì kích thước các vách trao đổi nhiệt của buồng đốt càng nhỏ và kích thước bản thân buồng đốt cũng sẽ nhỏ.

Ngược lại, sự thu nhiệt sâu của khí cháy sẽ đòi hỏi phải tăng cường các vách truyền nhiệt, tương ứng là làm tăng kích thước buồng đốt và các bề mặt nung nóng của nồi hơi, vì các bề mặt đối lưu sẽ làm việc với độ chênh nhiệt không lớn và do đó kích thước của nó sẽ tăng lên. Để tránh khả năng bị mài mòn mạnh các bề mặt nung nóng, cần hạn chế vận tốc của luồng khí đối lưu, điều này lại làm giảm khả năng trao đổi nhiệt và đòi hỏi phải tăng diện tích bề mặt nung nóng và các chi phí cho nó.

Các nhà máy điện dùng dầu - khí không đòi hỏi các thiết bị phức tạp và đắt tiền cho khâu chuẩn bị nhiên liệu và thải tro. Bề mặt nung nóng sẽ không bị mài mòn do xỉ tro, điều này cho phép tăng vận tốc của khí và tăng cường truyền nhiệt. Do vậy nồi hơi đốt dầu - khí có kích thước gọn nhẹ hơn.

Thời gian gần đây sử dụng khá rộng rãi kiểu nồi hơi có chống rò khí (hình 4.17c). Chống rò khí cho phép tăng tính kinh tế và độ tin cậy của các thiết bị. Đôi khi nồi hơi được treo trong tòa nhà, khi đó sẽ không cần có khung vỏ và do vậy sẽ tiết kiệm được nhiều vật liệu kim loại. Với nồi hơi dầu - khí có năng suất 2650 T/h lượng kim loại tiết kiệm được có thể tới 1500 T cho một tổ máy.

Trên hình 4.36 trình bày nồi hơi kiểu P-67 (D = 2650 T/h, 25,5 MPa và nhiệt độ 545/545^{o}C) đối với tổ máy 800 MW. Nhiên liệu là than, thiết kế bố cục kiểu chữ T, kết cấu kiểu treo. Nồi hơi thiết kế theo kiểu có chống rò khí bởi các rào chắn buồng đốt và luồng khí đối lưu (trước khi ra khỏi thiết bị hâm nhiệt) bằng các vách hàn thẳng đứng. Buồng đốt có tiết diện vuông. Mỏ đốt được bố trí có 4 tầng. Xỉ thải ra dưới dạng rắn.



Hình 4.36. Nồi hơi dùng than bột kiểu P-67, áp suất trên tới hạn
1 - các vách hàn của buồng đốt; 2 - mỏ đốt; 3 - góc hòa trộn (chỗ tháo dời ngang); 4 - đầu vào khí tái tuần hoàn; 5 - bộ quá nhiệt bức xạ - I; 6 - bộ quá nhiệt bức xạ - II; 7 - ống feston; 8 - bộ quá nhiệt bức xạ - III (hộp đầu ra của vùng tầm trung); hộp đầu ra của thiết bị quá nhiệt trung gian; 10 - các ống trên trần; 11 - ngăn nóng; 12 - dầm ngang; 13 - trần phân bố; 14 - cột của tòa nhà chính; 15 - các vách hàn của phần đối lưu; 16 - tầng thứ nhất bộ quá nhiệt đối lưu; 17 - tầng thứ nhất của thiết bị quá nhiệt trung gian; 18 - bộ hâm nhiệt; 19 - hộp dẫn khí vào bộ sấy không khí; 20 - giá treo nóng; 21 - hộp dẫn khí sấy tới máy nghiền; 22 - đai giữ chặt

Nồi hơi với nhiên liệu có khả năng phát nổ cao được thiết kế thêm hệ thống chuẩn bị bột than và cấp bột nhiên liệu đã nghiền thô vào buồng đốt. Nhiên liệu được sấy khô không bằng không khí mà bằng các sản phẩm cháy trích ra từ nồi hơi ở nhiệt độ 800°C. Than được nghiền trong 4 máy nghiền - mỗi bên thành buồng 2 máy.

Để đảm bảo giảm lượng xỉ bám trên các tường, người ta thực hiện quá trình đốt cháy ở nhiệt độ thấp (không lớn hơn 1260°C) và ứng suất nhiệt thấp trong vùng cháy tích cực (q_v = 50 kW/m^3).

Bố trí các mỏ đốt theo phương tiếp tuyến sẽ tạo được ở vùng tâm buồng đốt ngọn lửa dạng xoáy, làm giảm tác động trực tiếp của ngọn lửa tới các vách trao đổi nhiệt. Các bề mặt nung nóng bố trí sau hộp lửa là các bề mặt nhận nhiệt bức xạ có tác dụng hạn chế sự tạo thành xỉ. Các bề mặt bức xạ của buồng đốt được chia thành ba phần theo chiều cao: thấp, trung bình và cao, giữa chúng có thiết bị ở các góc để hòa trộn.

Các phần lò đối lưu kích thước 23085 x 8685 mm được bố trí đối xứng. Tất cả các bề mặt nung nóng đối lưu được treo trên các ống được làm mát - là các ống dẫn ra từ bộ phận hâm nhiệt. Đặc điểm khác biệt của các phần này là có đặt hai tấm chống rò khí thẳng đứng ở trong vùng tâm của mỗi luồng khí. Các tấm này sẽ hình thành một hành lang độc lập với các bề mặt nung nóng có độ rộng 2300 mm để dẫn khí, theo đó sản phẩm cháy được tập trung ở đầu vào của phần đối lưu và đưa đi sấy nhiên liệu.

Thiết bị làm nóng không khí kiểu ống được bố trí ở một gian riêng. Tất cả các bề mặt nung nóng đều có thiết bị để làm sạch bề mặt.

Nồi hơi dầu - khí kiểu TGMP-1202 của tổ máy 1200 MW được trình bày trên hình 4.37 và làm việc với sự tăng áp. Các tường ngăn buồng đốt và luồng khí đối lưu trước lối ra của bộ hâm nhiệt được làm dưới dạng các vách màng hàn. Điều này để nồi hơi làm việc với không khí dư ($\alpha_{dư}$ = 1,01 ÷ 1,03).

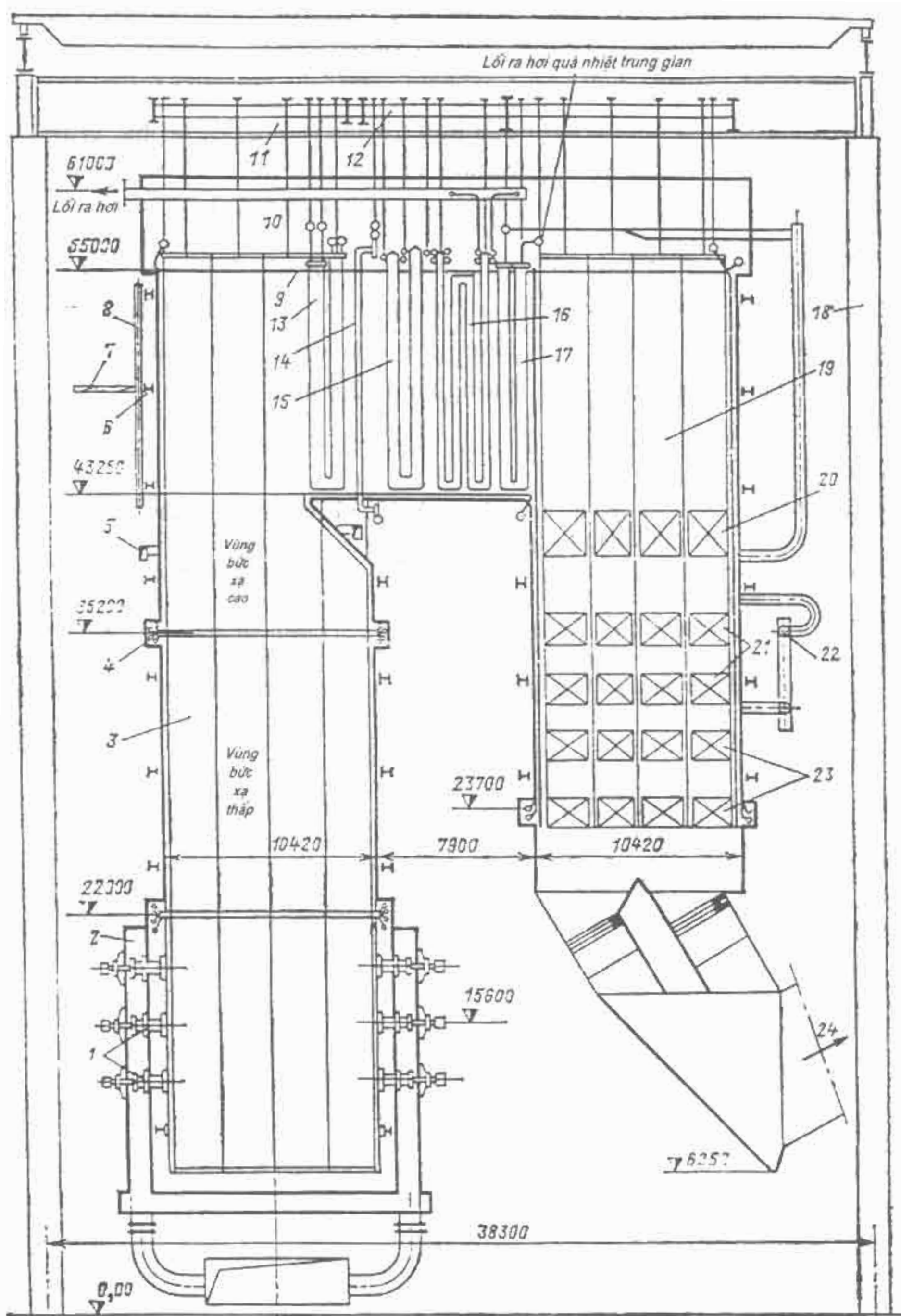
Buồng đốt kích thước 31280 x 10420 mm được làm thành các vách với các ống thẳng đứng. Áp suất tăng áp qua các chỗ đai cứng của vách chống rò khí truyền tới 6 bậc giàn nằm ngang (trên hình chỉ biểu diễn một giàn). Tất cả các bề mặt nung nóng, kể cả vách ngăn chống rò khí được treo trên tường trần.

Bố trí các mỏ đốt theo hai mặt và thành ba tầng. Mỏ đốt được lắp ở một hộp chung không khí nóng. Từ hộp này không khí nóng được phân phối tới các mỏ đốt. Buồng đốt có độ sâu lớn tạo thuận lợi cho ngọn lửa cháy. Khí tái tuần hoàn trích ở sau bộ hâm nhiệt được đưa trở lại buồng đốt tại hai vị trí: phía trên buồng đốt để làm đồng đều trường nhiệt độ ở đầu ra, và phía dưới buồng đốt để giảm dòng nhiệt cục bộ đồng thời thu nhiệt của các vách.

Thiết bị quá nhiệt hơi mới được bố trí ở luồng khí đi ngang, gồm các tấm nhận nhiệt bức xạ bố trí tiếp nối nhau trong nhánh khí và hai tầng các hộp đối lưu. Thiết bị quá nhiệt trung gian bao gồm bốn hộp. Thiết bị làm nóng không khí có bốn chiếc kiểu hoàn nhiệt đường kính 12,9 m.

Chú thích hình 4.37:

1 - vòi đốt dầu - khí; 2 - hộp không khí; 3 - các vách buồng đốt; 4 - chỗ tháo dời ngang 5 - vòi phun; 6 - đai giữ chặt; 7 - giàn nằm ngang; 8 - giá treo ống; 9 - vách trên trần 10 - ngăn nóng; 11 - thanh dầm; 12 - trần phân bố; 13 - bộ quá nhiệt bức xạ; 14 - festo năm ống; 15 - bộ quá nhiệt đối lưu - I; 16 - bộ quá nhiệt đối lưu - II; 17 - hộp ra của thiết b quá nhiệt; 18 - cột tòa nhà; 19 - panel chống rò khí của phần đối lưu; 20 - tầng trung gia của thiết bị quá nhiệt trung gian; 21 - tầng điều chỉnh của thiết bị quá nhiệt trung giai 22 - van điều chỉnh nhánh; 23 - bộ hâm nhiệt; 24 - đầu ra của sản phẩm cháy tới quạt khói.



Hình 4.37. Nồi hơi dùng dầu - khí kiểu TGMP-1202, áp suất trên tới hạn (xem chú thích ở trang 181)

Chương 5

LÒ PHẢN ỨNG VÀ THIẾT BỊ SINH HƠI NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

5.1. CÁC VẤN ĐỀ CHUNG

Trong hệ thống nhà máy điện nguyên tử (AES), người ta phân biệt chất tải nhiệt và môi chất làm việc (môi chất). Chức năng của chất tải nhiệt là để tải nhiệt từ lò phản ứng. Môi chất làm việc có chức năng biến nhiệt năng thành cơ năng. Nếu các vòng tuần hoàn của chất tải nhiệt và của môi chất trùng nhau (chung nhau) thì nhà máy điện nguyên tử được gọi là nhà máy một vòng (hình 5.1a). Trong trường hợp này chất lấy nhiệt từ lò phản ứng cũng là chất thực hiện công trong tuabin. Nếu quá trình biến đổi nhiệt năng thành cơ năng diễn ra trong tuabin hơi thì trong lò phản ứng phải có quá trình tạo thành hơi, nghĩa là chất tải nhiệt chỉ có thể là nước sôi. Nếu quá trình biến đổi nhiệt năng thành cơ năng diễn ra trong tuabin khí thì nhà máy điện nguyên tử sử dụng chất tải nhiệt là khí.

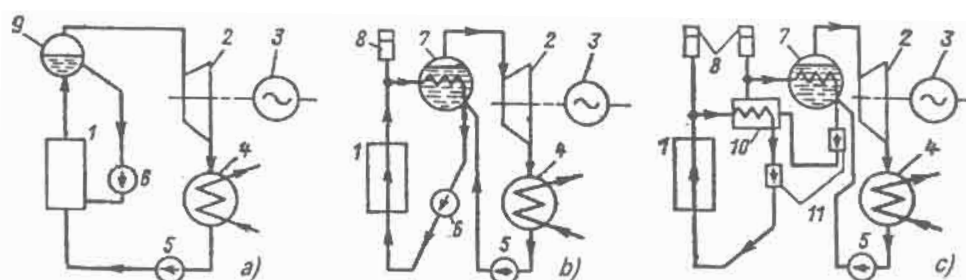
Ưu điểm của nhà máy điện nguyên tử một vòng là sơ đồ nhiệt đơn giản và hiệu suất nhiệt cao. Tuy nhiên chất tải nhiệt khi đi qua lò phản ứng bị nhiễm xạ (bị kích hoạt) và phần lớn lượng phóng xạ sẽ đi vào nhánh tuabin, do đó làm khó khăn cho vận hành và làm phức tạp thêm vấn đề bức xạ trong nhà máy. Phần lớn các nhánh của vòng chất tải nhiệt có yêu cầu đặc biệt về độ sạch, về sự lựa chọn vật liệu để sử dụng trong nhà máy điện nguyên tử một vòng (đặc biệt là nhiều nhóm thiết bị, tổ máy phải sử dụng vật liệu thép không

gi đắt tiền), điều đó có liên quan đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của nhà máy điện nguyên tử kiểu này.

Khi vòng tuần hoàn chất tải nhiệt và môi chất tách biệt nhau thì gọi là nhà máy điện nguyên tử hai vòng (hình 5.1b). Vòng chất tải nhiệt gọi là vòng thứ nhất, vòng môi chất gọi là vòng thứ hai. Trong trường hợp này vòng chất tải nhiệt là vòng nhiễm phóng xạ và nó là một phần thiết bị của nhà máy. Nếu không có sự sinh hơi chất tải nhiệt trong lò phản ứng thì cần đưa vào hệ thống một thiết bị bù thể tích, vì thể tích của nước tải nhiệt sẽ thay đổi trong quá trình làm việc và phụ thuộc vào nhiệt độ. Hơi nước từ thiết bị sinh hơi đi vào tuabin, sau đó được ngưng tụ thành nước ngưng trong thiết bị ngưng hơi, nước ngưng được bơm trở lại thiết bị sinh hơi, như vậy các thiết bị của vòng thứ hai không bị nhiễm phóng xạ. Vấn đề này làm đơn giản vận hành vòng hai và cho phép sử dụng các vật liệu không đắt vì chất lượng của môi chất không liên quan tới chất lượng chất tải nhiệt. Về tổng thể các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của nhà máy điện nguyên tử hai vòng tuần hoàn có thể so sánh được với nhà máy một vòng tương tự.

Trong sơ đồ nhà máy điện nguyên tử hai vòng, lò phản ứng có thể làm việc không chỉ với chất tải nhiệt nước mà còn có thể với, ví dụ như chất tải nhiệt khí. Trong trường hợp này vòng hai của nhà máy cũng không khác nhiều so với vòng hai của nhà máy điện nguyên tử sử dụng nước làm chất tải nhiệt.

Khi sử dụng chất tải nhiệt là kim loại lỏng (nóng chảy), ví dụ natri lỏng, thì cần bố trí thêm một vòng tuần hoàn (vòng trung gian). Bởi khi natri tiếp xúc với nước hoặc hơi nước sẽ xảy ra phản ứng hóa học mạnh sinh ra một lượng nhiệt rất lớn. Tiếp xúc này thường có ở thiết bị sinh hơi do không kín hoàn toàn giữa các vòng, khi sử dụng sơ đồ hai vòng có thể xảy ra tiếp xúc giữa natri nhiễm phóng xạ của vòng một với nước và hơi nước không nhiễm phóng xạ của vòng hai. Trong trường hợp này các tình huống sự cố sẽ dễ phát triển. Để ngăn ngừa những vấn đề vừa nêu người ta đưa thêm vào một vòng tuần hoàn và chất tải nhiệt không nhiễm xạ trong vòng này là natri. Đó là sơ đồ nhà máy điện nguyên tử ba vòng (hình 5.1c). Ngoài cách phân loại nhà máy điện nguyên tử theo số vòng tuần hoàn còn có các cách phân loại khác như theo loại lò phản ứng, theo thông số và loại tuabin, theo loại chất tải nhiệt...



Hình 5.1. Phân loại nhà máy nhà máy điện nguyên tử theo số vòng tuần hoàn

a - một vòng; b - hai vòng; c - ba vòng; 1 - lò phản ứng; 2 - tuabin hơi; 3 - máy phát điện; 4 - thiết bị ngưng hơi; 5 - bơm cung cấp; 6 - bơm tuần hoàn; 7 - thiết bị sinh hơi; 8 - thiết bị bù thể tích; 9 - thùng chứa; 10 - thiết bị trao đổi nhiệt trung gian; 11 - bơm kim loại lỏng.

5.2. THIẾT BỊ LÒ PHẢN ỨNG NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Phụ thuộc vào loại nhà máy điện nguyên tử mà thành phần thiết bị lò phản ứng có thể khác nhau. Tuy nhiên thành phần cơ bản nhất là lò phản ứng.

Lò phản ứng hạt nhân là thiết bị thực hiện và duy trì phản ứng phân huỷ dây chuyền hạt nhân nguyên tố nặng khi có tương tác giữa hạt nhân với nơtrôn. Mỗi lần phân chia hạt nhân nặng (nhiên liệu hạt nhân) sẽ sinh ra năng lượng rất lớn (khoảng 200 MeV) được chất tải nhiệt tải ra khỏi vùng hoạt của lò phản ứng.

Trong quá trình phân chia hạt nhân của nhiên liệu sẽ hình thành các nơtron mới và chúng lại được sử dụng để thực hiện sự phân hạch tiếp theo.

Để tổ chức quá trình phân rã hạt nhân nhiên liệu trong lò phản ứng cần có những điều kiện nhất định. Trước hết cần chọn các chất đồng vị sao cho khi tác dụng với nơtron sẽ có xác suất lớn bị phân chia và xác suất nhỏ là tham gia vào phản ứng hạt nhân nào khác. Trong lĩnh vực năng lượng nguyên tử, chất đồng vị được sử dụng chủ yếu là uran ^{235}U. Trong tự nhiên ^{235}U ở trạng thái hỗn hợp với ^{238}U, và lượng ^{235}U trong hỗn hợp không lớn hơn 1 %. ^{238}U khó phân hạch hơn ^{235}U nhưng nó lại tham gia vào các phản ứng hạt nhân khác, ví dụ như hấp thụ nơtron mà không bị phân chia và không sinh ra năng lượng nhiệt. Lò phản ứng được cung cấp nhiên liệu - hỗn hợp các đồng vị uran đã nêu trên với thành phần ^{235}U đã được làm giầu. Độ làm giàu nhiên liệu trong trường hợp này bằng:

$$r = \frac{N_5}{N_5 + N_8} \cdot 100\% \qquad (5.1)$$

ở đây N_5 - mật độ hạt nhân đồng vị ^{235}U, hạt nhân/m^3; N_8 - mật độ hạt nhân đồng vị ^{238}U, hạt nhân/m^3.

Xác suất xảy ra phản ứng phân hạch phụ thuộc vào nhiều yếu tố và đầu tiên là vào năng lượng của nơtron. Xác suất lớn nhất là khi nơtron có năng lượng nhỏ xấp xỉ với năng lượng nhiệt của chuyển động hạt nhân. Các nơtron có năng lượng thấp này được gọi là các nơtron nhiệt. Ngoài ra trong quá trình phân rã hạt nhân nhiên liệu lại hình thành các nơtron có năng lượng cao (gọi là các nơtron nhanh). Để các nơtron sinh ra này lại tiếp tục tham gia có hiệu quả trong quá trình phân rã hạt nhân ^{235}U thì cần làm giảm năng lượng của nó (tức làm chậm nó lại). Các lò phản ứng sử dụng nơtron đã được làm chậm để tiếp tục duy trì phản ứng dây chuyền gọi là lò phản ứng nơtron nhiệt, bởi vì hạt nhân ^{235}U trong lò phản ứng kiểu này được phân rã chủ yếu bởi nơtron nhiệt. Chất dùng để làm chậm nơtron gọi là *chất làm chậm*. Thường hay sử dụng nước H_2O, than graphit, nhiều khi cũng sử dụng nước nặng (D_2O) và beri (Be) làm chất làm chậm.

Ở hạt nhân của các chất làm chậm (hạt nhân nhẹ so với hạt nhân của nhiên liệu) diễn ra quá trình tán xạ đàn hồi nơtron, kết quả là các nơtron bị giảm năng lượng. Các lò phản ứng không có chất làm chậm được gọi là lò phản ứng nơtron nhanh bởi vì quá trình phân rã hạt nhân nhiên liệu được gây ra bởi nơtron có năng lượng cao.

Nhiên liệu hạt nhân trong lò phản ứng được bố trí trong các thanh nhiên liệu (TVEL), các thanh nhiên liệu được sắp xếp trong các bó nhiên liệu (lò phản ứng kiểu VVER) hoặc trong các kênh công nghệ (lò phản ứng kiểu RBMK). Sự có mặt của các bó nhiên liệu trong vùng hoạt của lò phản ứng sẽ làm tăng lượng hấp thụ vô ích nơtron tức là làm giảm cân bằng quá trình thực hiện phản ứng dây chuyền phân rã hạt nhân ^{235}U. Quá trình hấp thụ nơtron không gây ra phản ứng phân rã hạt nhân sẽ diễn ra trong ^{238}U, trong chất làm chậm và chất tải nhiệt. Mặc dù mỗi lần phân chia hạt nhân ^{235}U sẽ sinh ra một vài nơtron mới nhưng phản ứng dây chuyền chỉ có thể được duy trì khi có sự lựa chọn phù hợp cấu trúc các vật liệu của vùng hoạt và dạng chất tải nhiệt.

Trong quá trình làm việc của lò phản ứng, có hai quá trình quan trọng cần lưu ý khi thực hiện phản ứng dây chuyền. Quá trình thứ nhất là thoát nơtron ra từ lò phản ứng. Rõ ràng là khi kích thước lò phản ứng càng nhỏ thì sự dò thoát lượng nơtron tương đối sẽ càng lớn. Do vậy kích thước của lò phản ứng đảm bảo điều kiện để thực hiện phản ứng phân hạch dây chuyền gọi là *kích thước tới hạn*. Kích thước tới hạn phụ thuộc vào độ làm giàu uran, vào chủng loại, số lượng vật liệu cấu trúc trong vùng hoạt và các đặc tính vật lý nơtron lò.

Quá trình thứ hai là quá trình cháy nhiên liệu - tức là quá trình giảm nồng độ thành phần hạt nhân ^{235}U trong quá trình phân rã và sinh ra các chất đồng vị có xác suất lớn hấp thụ nơtron nhưng không gây ra phản ứng phân hạch. Nếu cần duy trì liên tục hoạt động của lò trong một khoảng thời gian dài và điều kiện này là cần thiết đối với các lò phản ứng năng lượng, thì quá trình thứ hai này (làm giảm cân bằng nơtron) cần phải được bù bởi một lượng dự trữ nơtron nào đó, lượng dự trữ này được gọi là dự trữ hoạt tính lò phản ứng. Dự trữ hoạt tính cần có giá trị tối đa vào giai đoạn đầu hoạt động lò và chỉ có bị thể triệt tiêu khi dừng lò để thay nhiên liệu.

Trong hoạt động liên tục của lò (tuổi thọ của lò) dự trữ hoạt tính lò được bù bởi một hệ thống điều chỉnh đặc biệt, nó đưa các chất hấp thụ vào vùng hoạt và đảm bảo tính ổn định của phản ứng phân hạch dây chuyền. Việc đưa các chất hấp thụ vào vùng hoạt được thực hiện theo một chương trình đặc biệt.

Như đã nói trên, từ quan điểm vật lý nơtron người ta chia thành lò phản ứng nơtron nhiệt và lò phản ứng nơtron nhanh. Phổ biến hơn cả trong ngành năng lượng nguyên tử hiện nay là loại lò nơtron nhiệt. Các lò VVER và RBMK là loại nơtron nhiệt. Trong lò phản ứng kiểu VVER, nước nhẹ đóng vai trò vừa là chất tải nhiệt vừa là chất làm chậm, do đó còn được gọi là lò nước - nước. Trong lò kiểu RBMK, chất tải nhiệt là nước nhẹ sôi, còn chất làm chậm là graphit. Thông số cơ bản của các lò phản ứng xem ở bảng 5.1.

Ta xem xét cấu trúc của lò nước - nước kiểu có vỏ lò (hình 5.2).

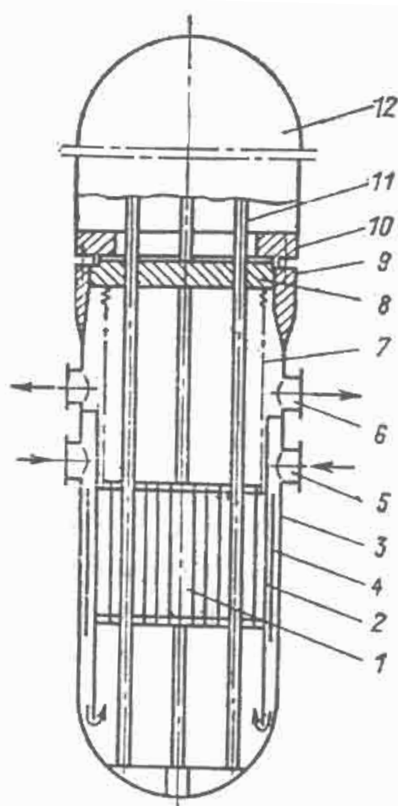
Vùng hoạt của lò *1* được bố trí trong giỏ treo *2* nằm trong vỏ lò có áp suất. Nắp lò phía trên *8* được chống dò bằng đệm *9* qua vòng ép *10*. Chất tải nhiệt được đưa vào qua dãy ống bên dưới *5* và chuyển động xuống dưới theo khe hở giữa giỏ treo hình trụ và vỏ lò rồi đi vào phía dưới vùng hoạt. Trong vùng hoạt

chất tải nhiệt được đun nóng rồi đi ra theo dãy ống phía trên *6*. Theo đường đi của chất tải nhiệt như vậy thì vùng hoạt có hình trụ nén phía trên *7*, phía dưới của *7* là thiết bị nén có đục lỗ không cho bó nhiên liệu nổi lên. Đối diện với các bó ống phía trên hình trụ nén cũng được đục lỗ cho chất tải nhiệt thoát ra. Các hệ thống điều khiển và bảo vệ lò được bố trí trong các ống và đưa qua nắp lò phía trên, các ống này có tác dụng chống rung cho hệ thống điều khiển bảo vệ do dòng chất tải nhiệt chuyển động ngang. Các vách nhiệt có tác dụng bảo vệ cho vỏ lò tránh bức xạ nơtron và lượng tử - γ.

Bảng 5.1

Các thông số cơ bản của lò phản ứng kiểu VVER và RBMK

Các thông số	Ký hiệu lò		
	VVER - 440	VVER - 1000	RBMK - 1000
Công suất, MW:			
- nhiệt	1375	3000	3200
- điện	440	1000	1000
Áp suất trong lò, MPa	12,5	16,0	7,0
Nhiệt độ chất tải nhiệt ở lối ra của lò, K	573	597	553
Nhiệt độ chất tải nhiệt ở lối vào lò, K	552	562	-
Kích thước vùng hoạt của lò, m:			
- đường kính	2,88	3,12	11,80
- chiều cao	2,50	3,50	7,0
Lượng uran trong lò, T	42	66	180



Hình 5.2. Sơ đồ cấu trúc lò phản ứng nước - nước có vỏ lò (VVER)

1 - vùng hoạt; 2 - gió treo; 3 - vỏ lò; 4 - vách nhiệt; 5 - đầu vào chất tải nhiệt; 6 - đầu ra chất tải nhiệt; 7 - xilanh (trụ) nén; 8 - nắp trên lò; 9 - đệm; 10 - vòng nén; 11 - ống dẫn hệ thống điều khiển bảo vệ; 12 - nắp chụp bảo vệ lò

Vùng hoạt của lò gồm các bó nhiên liệu bố trí sát nhau. Hình dạng các bó nhiên liệu phải đảm bảo sao cho các khe hở giữa chúng đồng đều. Thông thường các bó nhiên liệu có tiết diện ngang là lục giác hoặc hình vuông, bên trong là các thanh nhiên liệu. Trong bó nhiên liệu có các lỗ để chất tải nhiệt đi qua.

Nhiên liệu trong lò phản ứng sử dụng là uran điôxit UO_2. Khi vỏ của thanh nhiên liệu không kín nếu dùng uran kim loại thì uran sẽ tác dụng với nước và bị oxy hóa mạnh. Do đó sử dụng nhiên liệu dạng oxit sẽ tránh tác dụng với nước và cho phép cháy nhiên liệu sâu hơn do có kết cấu xốp (kiểu tổ ong). Số hạt nhân uran trong cấu trúc này trên một đơn vị thể tích sẽ nhỏ,

nhưng được bù bằng cách làm giầu nhiên liệu. Nhiên liệu ôxit có nhược điểm là độ dẫn nhiệt nhỏ. Tuy nhiên nhiệt độ cho phép lớn nhất của nhiên liệu đến khi bị nóng chảy là khoảng hơn 3000 K.

Vỏ của thanh nhiên liệu có tác dụng ngăn không cho nhiên liệu tiếp xúc với nước và ngăn sản phẩm phân hạch vào chất tải nhiệt. Yêu cầu vỏ cần có độ bền cao, không tác dụng với nhiên liệu và với chất tải nhiệt, ít hấp thụ nơtron và chịu được nhiệt độ cao. Hợp kim zirconi (Zr) ở nhiệt độ tới 670 K sẽ bị ăn mòn không nhiều trong môi trường nước và giữ nguyên được độ bền cơ học. Zirconi hấp thụ nơtron không nhiều, nhờ tính chất này cùng với các tính chất khác nên nó được sử dụng khá phổ biến trong ngành năng lượng nguyên tử.

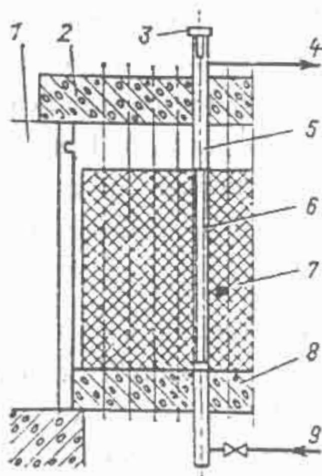
Từ bảng 5.1 thấy rằng, vỏ lò phản ứng cần phải giữ được áp suất rất lớn. Khi công suất nhiệt của lò tăng lên thì áp suất trong lò cũng tăng, đồng thời kích thước của vùng hoạt cũng tăng. Vỏ lò phản ứng có dạng là một thùng dầy, khá phức tạp về công nghệ và chỉ có thể được chế tạo ở các nhà máy chuyên dùng. Lò phản ứng cần phải được vận chuyển dễ dàng bằng đường sắt, do đó cần hạn chế đường kính. Vì vậy nâng cao công suất nhiệt và các thông số của lò phản ứng kiểu VVER là một bài toán kỹ thuật khá phức tạp.

Lò phản ứng kiểu RBMK theo khía cạnh này không bị hạn chế về công suất vì không có vỏ lò chịu áp lực. Và đây cũng là ưu điểm để lò kiểu này được phổ biến phát triển ngang với lò kiểu nước - nước trong ngành năng lượng nguyên tử ở Liên Xô trước đây.

Một ví dụ về cấu trúc của lò kiểu RBMK được trình bày trên hình 5.3. Lò có cấu trúc kênh, chất tải nhiệt là nước sôi, và là một thành phần của nhà máy điện nguyên tử một vòng tuần hoàn. Khối than chì *7* (graphit) tựa trên tấm bê tông cốt sắt bên dưới *8* và thực hiện chức năng là chất làm chậm. Cũng có một tấm bê tông cốt thép tương tự ở phía trên *2* và tựa lên trên một bể bảo vệ sinh học chứa đầy nước *1*. Các tấm bê tông trên và dưới được liên kết với nhau bởi một vành trụ thép đồng thời là vỏ làm kín chứa áp lực khí trơ của lò.

Trong khối than chì và tấm bê tông có các lỗ để đưa các ống của kênh công nghệ *5* qua. Phần nằm trong vùng hoạt các ống được làm từ hợp kim zirconi, còn ở phần hai đầu làm từ thép không gỉ. Các ống được nối với nhau bằng ống nối làm từ thép zirconi và được hàn bằng công nghệ khuếch tán.

Nhiên liệu *6* là các bó thanh nhiên liệu UO_2 có vỏ bằng thép zirconi treo trong kênh trên nút bảo vệ phía trên *3*. Chất tải nhiệt vào kênh từ phía dưới, còn hỗn hợp hơi - nước được đưa ra ở phía trên và đi tới thùng chứa phân ly.



Hình 5.3. Sơ đồ cấu trúc lò phản ứng dạng kênh

1 - bể bảo vệ sinh học; 2 - tấm bảo vệ phía trên; 3 - nút kênh công nghệ; 4 - lối ra hỗn hợp nước - hơi; 5 - ống kênh công nghệ; 6 - bố trí nhiên liệu; 7 - khối than chì; 8 - tấm tựa phía dưới; 9 - lối vào chất tải nhiệt.

Hơi bão hòa đi tới tuabin, còn nước lại hòa trộn với nước cấp của lò phản ứng rồi đi vào các kênh công nghệ của lò. Vòng tuần hoàn thực hiện theo nguyên lý cưỡng bức.

Lò phản ứng kiểu RBMK có kích thước lớn hơn hẳn kiểu VVER vì khả năng làm chậm của than chì kém hơn của nước nhẹ. Hệ thống điều chỉnh lò RBMK cũng phức tạp hơn so với VVER vì có kích thước lò lớn hơn và cấu trúc lò không đồng nhất.

Hiện tại nhiều nhà máy điện nguyên tử của Liên Xô (cũ) làm việc với kiểu lò VVER như các nhà máy ở: Nôvovarônhet, Kolsky, Armiansky, còn AES với kiểu lò RBMK như ở: Lêningrat (Xanh - Peterbuarg), Kursk, Trecnôbưn. Kinh nghiệm vận hành thời gian dài vừa qua đã kiểm chứng độ tin cậy cao, tính an toàn và kinh tế của hai loại lò trên.

Để phát triển ngành năng lượng nguyên tử một cách hiệu quả cần có đủ lượng dự trữ nhiên liệu hạt nhân. Do vậy ngoài việc sử dụng nhiên liệu ^{235}U

cần sử dụng các nhiên liệu đồng vị khác như ^{238}U. Như đã nói trên, phản ứng phân hạch ^{238}U chỉ xảy ra ở những điều kiện nhất định và với xác suất rất nhỏ. Tuy nhiên ^{238}U có thể tham gia vào phản ứng để tái sinh nhiên liệu hạt nhân, và ở những điều kiện nhất định việc tái sinh nhiên liệu có thể mang đặc tính rộng mở. Khi hấp thụ nơtron ^{238}U sau một loạt các biến đổi sẽ biến thành plutôni ^{239}Pu. Và chất đồng vị ^{239}Pu này là nhiên liệu hạt nhân rất hiệu quả, nó có những đặc tính vật lý nơtron thậm chí còn hơn hẳn ^{235}U. Quá trình này xảy ra mạnh hơn cả khi nơtron trong lò phản ứng có năng lượng cao. Và do vậy trong lò phản ứng nơtron nhanh quá trình tái sinh nhiên liệu được thực hiện dễ dàng.

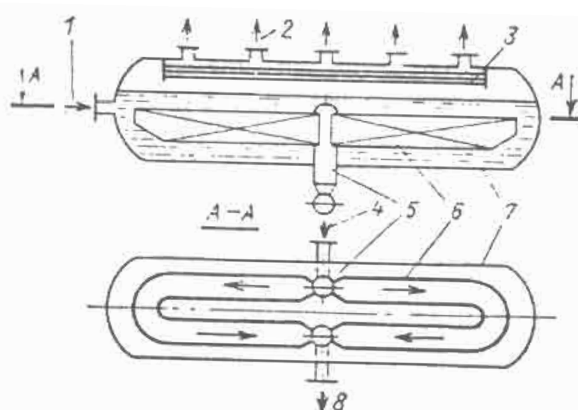
Trong lò nơtron nhanh không có chất làm chậm, bởi vì các nơtron nhanh rất ít bị hấp thụ bởi các chất khác, trong đó kể cả nhiên liệu hạt nhân, trong lò kiểu này sử dụng nhiên liệu có độ làm giầu cao và các chất phân rã được bố trí với mật độ rất cao trong một đơn vị thể tích lò (4 đến 5 lần lớn hơn so với lò phản ứng nơtron nhiệt). Điều này yêu cầu phải tải nhiệt ra với cường độ cao bằng môi chất không làm chậm nơtron. Hiện nay chất tải nhiệt được coi là phù hợp nhất với lò phản ứng nơtron nhanh là kim loại lỏng nói chung và natri lỏng nói riêng.

Lò phản ứng với nơtron nhanh hiện tại mới ở giai đoạn nghiên cứu thử nghiệm công nghiệp. Hiện có các nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng nơtron nhanh ở Liên Xô (cũ) như: Sheptrencopshaia, Beloiarskaia.

5.3. THIẾT BỊ SINH HƠI CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Thiết bị sinh hơi để truyền nhiệt từ chất tải nhiệt cho môi chất làm việc là thành phần không thể thiếu được với nhà máy điện nguyên tử hai và ba vòng tuần hoàn, nó là thiết bị có thể coi thuộc cả vòng tuabin và vòng lò phản ứng.

Theo cấu trúc thiết bị sinh hơi của nhà máy điện nguyên tử được chia thành loại thẳng đứng và loại nằm ngang. Theo phương thức tuần hoàn có thể được chia thành kiểu trực tuyến (thẳng dòng) và kiểu nhiều lần tuần hoàn tự nhiên hoặc cưỡng bức. Các thiết bị sinh hơi truyền thống của các nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng VVER hiện nay là thiết bị sinh hơi kiểu nằm ngang với tuần hoàn tự nhiên nhiều lần tuần hoàn (hình.5.4).



Hình 5.4. Sơ đồ cấu trúc thiết bị sinh hơi với chất tải nhiệt là nước.

1 - đầu vào nước cấp; 2 - đầu ra hơi; 3 - thiết bị phân ly kiểu cửa chớp; 4 - đầu vào chất tải nhiệt; 5 - ống góp chất tải nhiệt; 6 - bề mặt trao đổi nhiệt; 7 - vỏ thiết bị; 8 - đầu ra chất tải nhiệt.

Bề mặt nung nóng của thiết bị sinh hơi là các ống có đường kính nhỏ (14 ÷ 16) mm với độ dày thành ống 1,4 ÷ 1,5 mm. Các ống được gắn vào các ống góp thẳng đứng dẫn chất tải nhiệt 5. Các bề mặt nung nóng do thuộc cả vòng một (vòng lò phản ứng) và vòng hai (vòng tuabin) nên được làm bằng thép không gỉ. Chất tải nhiệt chuyển động bên trong ống, còn môi chất làm việc trong điều kiện tuần hoàn tự nhiên chuyển động trong thể tích của thiết bị sinh hơi. Ở phần thể tích hơi có sự tách hỗn hợp bằng trọng lượng. Để làm tăng độ khô cho hơi người ta bố trí thêm bộ phận phân ly kiểu cửa chớp 3. Nhiệt độ của chất tải nhiệt thay đổi theo chiều dài đường ống cho nên cường độ tạo hơi ở các vị trí khác nhau trong thiết bị sinh hơi cũng sẽ khác nhau. Để làm đồng đều vận tốc hơi người ta bố trí một tấm có nhiều lỗ. Đặc tính nhiệt kỹ thuật của thiết bị sinh hơi được ghi trong bảng 5.2.

Các thiết bị sinh hơi kiểu này đã được sản xuất theo quy trình công nghệ và đảm bảo độ tin cậy trong vận hành. Trên một tổ máy của nhà máy điện nguyên tử với lò VVER - 1000 bố trí bốn thiết bị sinh hơi này.

Thiết bị sinh hơi kiểu thẳng đứng với tuần hoàn tự nhiên nhiều lần tuần hoàn cho phép tăng được công suất của thiết bị bởi vì toàn bộ thiết diện ngang trong thiết bị đều được bố trí các bề mặt nung nóng, còn thiết bị phân ly được

đưa ra bố trí ở phía trên của vỏ. Các phần trao đổi nhiệt và phần phân ly được chế tạo riêng rẽ ở nơi chế tạo, chúng chỉ được lắp ráp với nhau tại hiện trường xây dựng nhà máy.

Bảng 5.2

Các thông số cơ bản của nhà máy điện nguyên tử với lò VVER

Thông số	Ký hiệu lò	
	VVER - 440	VVER - 1000
Đường kính vỏ, m	3,2	4,0
Chiều dài vỏ, m	11,95	15,0
Công suất điện, MW	73,3	250
Năng suất hơi, T/h	452	1469
Áp suất hơi bão hòa, MPa	4,7	6,4
Bề mặt nung nóng, m^2	2500	5200
Số lượng ống, chiếc	5146	15648

Thiết bị sinh hơi kiểu thẳng đứng được sử dụng khá phổ biến, tuy nhiên kinh nghiệm vận hành đã chỉ ra những nhược điểm về cấu trúc của chúng nảy sinh do có các ống hình chữ U và bảng ống ở phía dưới. Đầu ra của nước thải với mục đích giảm tốc độ tạo cặn bẩn và tích tụ xỉ bắt buộc phải bố trí cao hơn bảng ống phía dưới. Ở gần tấm bảng ống hình thành vùng sẽ có tích tụ xỉ và cặn bẩn, trong đó có các chất ăn mòn mạnh. Điều này dẫn tới làm hỏng các ống và thực tế đã ghi nhận khi vận hành các thiết bị sinh hơi của hãng WestingHouse. Khi ống bị phá hủy, điều không tránh khỏi là có sự tràn dòng các chất tải nhiệt nhiễm phóng xạ sang vòng hai, điều này là không được phép theo quy tắc vận hành nhà máy điện nguyên tử.

Khi thiết kế lắp đặt thiết bị sinh hơi kiểu thẳng đứng cho nhà máy điện nguyên tử với lò VVER, người ta đã tính đến những nhược điểm của các hãng trên thế giới và do đó cấu trúc thiết bị có khác so với cấu trúc mô tả ở trên. Bề mặt trao đổi nhiệt của các thiết bị truyền thống của Liên Xô (cũ) là các ống xoắn được cán dát vào các ống góp thẳng đứng. Khi đó lối ra của xỉ, cặn sẽ ở dưới đáy tránh cho nó bị tích tụ bên trong thiết bị.

Thiết bị sinh hơi kiểu trực tuyến (thẳng dòng) cho nhà máy điện nguyên tử với lò VVER cũng có hướng phát triển triển vọng. Ưu điểm của thiết bị kiểu này là cấu trúc đơn giản và dễ vận chuyển khi công suất thiết bị lớn. Môi chất chuyển động bên trong ống còn chất tải nhiệt chuyển động bên ngoài ống. Nhược điểm của thiết bị kiểu này là độ tin cậy không cao do bên trong ống không thể tránh khỏi sự tạo cặn bẩn.

Thiết bị sinh hơi của nhà máy điện nguyên tử với chất tải nhiệt là kim loại lỏng về nguyên tắc là các thiết bị kiểu thẳng đứng. Đối với nhà máy điện nguyên tử với lò BN - 600 đã chế tạo thiết bị sinh hơi thẳng đứng trực tuyến, bố trí dưới dạng ba thiết bị trao đổi nhiệt độc lập. Ba thiết bị trao đổi nhiệt này hình thành một nhóm, với tám nhóm như thế hình thành nên thiết bị sinh hơi. Các nhóm được nối song song với nhau theo chất tải nhiệt và môi chất làm việc. Trên một tổ máy với lò BN - 600 có ba thiết bị sinh hơi.

Bề mặt trao đổi nhiệt là các ống thẳng được cán dát vào các bảng ống. Bên trong ống chuyển động môi chất (nước và hỗn hợp hơi - nước trong bộ phận tạo hơi, hơi trong bộ phận quá nhiệt hơi), không gian giữa các ống là natri kim loại lỏng. Các thông số cơ bản của thiết bị này: công suất nhiệt 490 MW; năng suất hơi 181,6 kg/s; áp suất hơi quá nhiệt 14,2 MPa; nhiệt độ hơi quá nhiệt 778 K.

5.4. CÁC ĐẶC ĐIỂM CỦA CHU TRÌNH TUABIN HƠI NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Nhà máy điện nguyên tử một vòng theo đặc tính vật lý notron và nhiệt thủy lực thì chất tải nhiệt chỉ có thể là nước sôi. Để quá nhiệt hơi sẽ làm tăng độ phức tạp, tăng giá thành của lò phản ứng, và về nguyên tắc những ưu điểm của chu trình sử dụng hơi quá nhiệt trong nhà máy điện nguyên tử sẽ không thể hiện rõ nét như trong nhà máy nhiệt điện. Tăng nhiệt độ và tương ứng là tăng áp suất hơi bão hòa lớn hơn 7,0 MPa sẽ không đưa đến tăng các chỉ tiêu kinh tế nhiệt được nhiều, mà lại cần phải tăng độ dày thành các kênh công nghệ. Điều này không có lợi về khía cạnh vật lý notron vì trong vùng hoạt khối lượng tương đối các vật liệu cấu trúc sẽ tăng lên và làm giảm lượng dự trữ hoạt tính của lò. Cũng cần lưu ý rằng, khi tăng áp suất lớn hơn 7,0 MPa, lẽ tất nhiên

là dẫn tới tăng nhiệt độ, khi đó cũng không thể sử dụng vật liệu hợp kim zirconi để làm vỏ cho các thanh nhiên liệu và kênh công nghệ.

Khi chuyển sang sử dụng vật liệu ví dụ như thép không gỉ để thay cho vật liệu vừa nói trên sẽ làm kém đi cân bằng nơtron trong lò phản ứng vì khả năng hấp thụ nơtron của thép lớn hơn hẳn của hợp kim zirconi, làm giảm dự trữ hoạt tính của lò. Vì những nguyên nhân vừa nêu, các thông số ghi trong bảng 5.1 là các giá trị gần với tối ưu theo quan điểm kinh tế kỹ thuật.

Ở nhà máy điện nguyên tử hai vòng, các thông số ban đầu của hơi có mối quan hệ khăng khít với các thông số của chất tải nhiệt. Nước không sôi trong lò kiểu VVER vừa là chất làm chậm vừa là chất tải nhiệt. Trong lò không cho phép có sự sôi thể tích bởi vì khi đó khả năng làm chậm sẽ giảm đột ngột. Do vậy áp suất trong lò được chọn sao cho với giá trị nhiệt độ chất tải nhiệt ở lối ra khỏi lò cho trước sẽ có một độ dự trữ nhất định chưa tới sôi. Tính bền vững đạt yêu cầu của hợp kim zirconi (vật liệu làm vỏ thanh nhiên liệu) chỉ có thể có khi nhiệt độ chất tải nhiệt nhỏ hơn 600 K. Do đó áp suất trong lò cần phải không nhỏ hơn 16,0 MPa để có được độ dự trữ chưa tới sôi. Trị số áp suất này về mặt thực tế là ngưỡng giới hạn, bởi vì nếu tiếp tục tăng áp suất này lên sẽ làm phức tạp thêm cấu trúc vỏ lò phản ứng. Do vậy có thể cho rằng các thông số của lò VVER - 1000 là gần với giá trị giới hạn.

Trong thiết bị sinh hơi luôn cần có độ chênh nhiệt độ giữa chất tải nhiệt và môi chất làm việc, môi chất cần phải được làm sôi, áp suất hơi trước khi vào tuabin không thể lớn hơn 6 MPa. Giảm giá trị áp suất này khi duy trì nhiệt độ lớn nhất không đổi sẽ cho phép thực hiện chu trình với hơi quá nhiệt Tuy nhiên các đánh giá nhiệt thủy động đã chỉ ra rằng, chu trình như vậy có các chỉ số kinh tế nhiệt thấp hơn chu trình với hơi bão hòa.

Các phân tích đã cho thấy thiết bị tuabin với hơi bão hòa áp suất không lớn hơn 7,0 MPa đảm bảo có các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật tối ưu đối với các nhà máy điện nguyên tử có chất tải nhiệt là nước. Đặc trưng cơ bản của các thiết bị tuabin kiểu này là có tính kinh tế không cao và độ ẩm tăng dần theo các tầng tuabin.

Trong các tuabin hơi, ngoại trừ tuabin đối áp, đều có phần làm việc với hơi ẩm. Tuy nhiên đối với tuabin hơi quá nhiệt thì vấn đề này chỉ có đối với

các tầng cuối cùng, còn với các tuabin hơi bão hòa thì phần lớn các tầng (và nếu không có quá nhiệt hơi trung gian thì là tất cả các tầng tuabin) làm việc với hơi ẩm. Độ ẩm của hơi có ảnh hưởng xấu tới hoạt động của tuabin nói chung và gây ăn mòn các cánh tuabin nói riêng.

Có nhiều phương pháp để ngăn ngừa hiện tượng trên. Một trong những cách hay sử dụng là xả ẩm từ phần chảy của tuabin bằng thiết bị phân ly. Thiết bị này gồm trước hết phải kể tới là máy phân ly được bố trí giữa các khối của tuabin.

Các tính toán phần chảy thiết bị tuabin với hơi bão hòa đã cho thấy ở áp suất hơi ban đầu hơn 4,0 MPa thì một tầng phân ly chưa đủ để ngăn ngừa mức độ ăn mòn mạnh các cánh tuabin. Nếu tăng số tầng phân ly sẽ dẫn tới phải tăng số các khối tuabin lớn hơn hai, điều này không phù hợp với quan điểm kinh tế kỹ thuật. Phương pháp phù hợp hơn là kết hợp cả máy phân ly với thiết bị quá nhiệt hơi trung gian. Quá nhiệt hơi trung gian trong nhà máy điện nguyên tử được thực hiện bởi hơi tươi (mới) hoặc ban đầu bằng hơi trích, sau bằng hơi tươi, tức là có hai tầng. Quá nhiệt hơi được thực hiện trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt, do vậy phương án đầu theo quan điểm tổng chi phí có lợi hơn, còn phương án sau lại đảm bảo tính kinh tế nhiệt cao hơn.

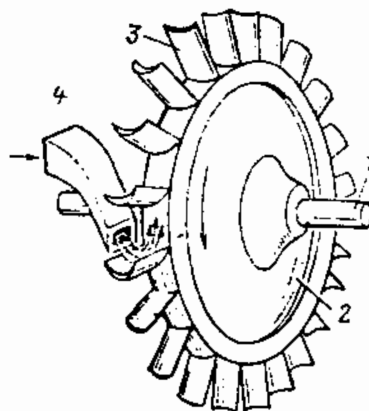
Chương 6

TUABIN HƠI VÀ TUABIN KHÍ

6.1. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA TUABIN HƠI

6.1.1. Những khái niệm chung và phân loại tuabin hơi

Tuabin hơi thực chất là động cơ nhiệt biến đổi nhiệt năng của hơi thành cơ năng quay rôto tuabin. Biến đổi năng lượng diễn ra trong các tầng tuabin. Tầng tuabin gồm hai bộ phận chính (hình 6.1) là kênh ống phun *4* (ống phun); cánh tuabin *3* gắn trên đĩa *2* và chuyển động quay cùng với trục *1*. Trên hình 6.1 để đơn giản nên chỉ biểu diễn một ống phun.



Hình 6.1. Sơ đồ đơn gian một tuabin hơi kiểu dọc trục
1 - trục: 2 - đĩa: 3 - cánh tuabin; 4 - ống phun.

Trong ống phun, hơi giãn nở đạt được một vận tốc xác định. Thế năng của hơi biến thành động năng của dòng hơi chuyển động. Sau khi ra khỏi ống phun

dòng hơi hướng vào cánh tuabin. Trong các kênh được hình thành bởi các cánh tuabin, dưới tác động đổi hướng của dòng hơi và sự thay đổi vận tốc của nó sẽ sinh lực làm quay đĩa và trục tuabin với tần số *n*. Như vậy đã diễn ra quá trình biến đổi động năng của hơi thành cơ năng quay rôto tuabin.

Rôto tuabin là bộ phận quay của tuabin, bao gồm: trục, đĩa, các cánh tuabin và các chi tiết khác kết cấu thành tuabin.

Nếu tuabin chỉ có một ống phun và một chồi làm việc (cánh tuabin) thì gọi là tuabin một tầng.

Tập hợp tất cả các tầng tuabin gọi là *bộ phận dòng (chảy) của tuabin*.

Nếu sự biến đổi thế năng của hơi thành động năng chỉ diễn ra trong các ống phun, thì nguyên lý làm việc này của tuabin được gọi là tích cực (chủ động), và tương ứng các tầng gọi là tích cực (chủ động).

Nếu sự biến đổi năng lượng diễn ra đồng thời cả ở kênh phun lẫn kênh làm việc (cánh tuabin) thì nguyên lý làm việc này được gọi là phản lực, và tương ứng các tầng tuabin gọi là tầng phản lực.

Nếu dòng hơi trong tầng tuabin di chuyển từ kênh phun tới kênh làm việc (cánh) theo hướng song song với trục tuabin thì tuabin được gọi là kiểu dọc trục.

Nếu dòng hơi trong tầng tuabin di chuyển từ kênh phun tới kênh làm việc (cánh) theo hướng vuông góc với trục tuabin thì tuabin được gọi là kiểu hướng tâm.

Tuabin hơi cũng giống như các động cơ khác được chia thành hai loại lớn là: loại tĩnh tại và loại truyền tải.

Tuabin truyền tải được sử dụng chủ yếu để dẫn động trục vít (chân vịt) của các tàu thủy cỡ lớn. Yêu cầu cơ bản của loại tuabin này là phải có khối lượng, kích thước nhỏ, trong khi loại tĩnh tại không đòi hỏi như vậy.

Tuabin tĩnh tại được phân thành các loại sau:

1. Theo mục đích sử dụng chia ra:

Tuabin năng lượng, dùng để dẫn động máy phát điện cho hệ thống điện và cấp nhiệt năng. Đặc trưng cơ bản của loại tuabin này là có tần số quay cố định.

Tuabin công nghiệp, dùng để cấp hơi cho các quá trình công nghệ trong công nghiệp hóa chất, luyện kim, sản xuất giấy, đường, vải... Tuabin công nghiệp sử dụng trong các nhà máy luyện kim để dẫn động hệ thống thông gió, quạt, và các cơ cấu dẫn động lớn. Sản xuất điện không phải là nhiệm vụ chính của loại tuabin này. Nó chỉ dùng để cấp điện cho mạng điện nhỏ, độc lập.

Tuabin phụ trợ, dùng để phục vụ trong các công đoạn của quá trình sản xuất điện năng (ví dụ như để dẫn động bơm cấp nước, hệ thống thông gió, thổi bụi nồi hơi).

2. Theo tính chất quá trình nhiệt có thể chia thành các loại sau:

Tuabin ngưng hơi, chủ yếu phục vụ cho sản xuất điện năng và là thiết bị chính của các nhà máy nhiệt điện lớn. Toàn bộ hơi trong tuabin sau khi làm việc sẽ được thu lại trong thiết bị ngưng hơi. Thiết bị ngưng hơi được duy trì một độ chân không nhất định (nhỏ hơn 3,43 kPa). Các tuabin ngưng hơi hiện đại có trích hơi để làm nóng nước cấp trước khi vào thiết bị tạo hơi với mục đích tăng hiệu quả sử dụng.

Tuabin cấp nhiệt dùng để sản xuất điện và nhiệt năng. Loại này được chia thành hai loại là loại đối áp và loại có trích hơi điều chỉnh.

Trong *tuabin đối áp* lượng hơi sau tuabin sẽ dùng để phục vụ các mục đích công nghệ khác. Yêu cầu sử dụng là các thông số hơi sau khi ra khỏi tuabin (0,4 ÷ 4,0 MPa). Phụ tải điện năng của tuabin đối áp phụ thuộc vào quá trình sản xuất nhiệt năng.

Tuabin *có trích hơi điều chỉnh* có một hoặc một số điểm trích hơi từ bộ phận chảy của tuabin. Hơi trích có áp suất 0,07 ÷ 0,24 MPa được gọi là hơi trích cấp nhiệt, vì nó được sử dụng để đun nóng nước phục vụ cho sưởi ấm hoặc dùng nước nóng.

Trích hơi ở áp suất cao hơn được gọi là hơi trích công nghiệp. Tuabin có trích hơi công nghiệp được chế tạo để có thể làm việc với thiết bị ngưng hơi hoặc kiểu đối áp. Đặc điểm của tuabin có trích hơi điều chỉnh là nó có thể độc lập điều chỉnh quá trình sản xuất điện và sản xuất nhiệt. Khi không có nhu cầu sử dụng nhiệt năng thì tuabin có trích hơi điều chỉnh lại làm việc với thiết bị ngưng hơi.

3. Theo thông số sử dụng hơi người ta chia thành các loại:

Tuabin áp suất chưa tới giới hạn và áp suất trên tới hạn, nó làm việc với nhiệt độ ban đầu rất lớn và đảm bảo thời gian sử dụng không dưới 30 năm. Tuabin công suất cơ sở (phủ đáy) được thiết kế có các thông số trên giới hạn, trong khi đó tuabin phủ nửa đỉnh và phủ đỉnh được chế tạo với các thông số thấp hơn hẳn với mục đích giảm giá thành tuabin và các thiết bị khác của nhà máy nhiệt điện, đồng thời tăng được độ bền trong điều kiện làm việc có tần suất khởi động lớn.

Tuabin ngưng hơi công suất và kể cả các tuabin cấp nhiệt công suất lớn được thiết kế có quá nhiệt hơi trung gian và điều này cho phép tăng hiệu quả sử dụng một cách rõ rệt. Còn các tuabin cấp nhiệt khác không thiết kế có quá nhiệt hơi trung gian.

Ở các nhà máy nhiệt điện sử dụng nhiên liệu hóa thạch thường sử dụng tuabin làm việc với hơi quá nhiệt. Các nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng kiểu nước - nước sử dụng tuabin hơi bão hòa.

4. Theo số giờ sử dụng trong năm người ta chia ra các loại:

Tuabin phủ đáy (cơ sở) là loại tuabin kinh tế nhất, nó làm việc hơn 5000 giờ trong một năm. Loại này thường là tuabin ngưng hơi hiện đại lớn và cũng có thể là thiết bị cấp nhiệt.

Tuabin phủ nửa đỉnh thường dừng làm việc vào ban đêm, ngày nghỉ hoặc ngày lễ, khi nhu cầu tiêu thụ điện năng giảm xuống. Tuabin loại này có hiệu quả kinh tế kém hơn nhưng rẻ hơn và linh hoạt hơn so với tuabin phủ đáy.

Tuabin phủ đỉnh làm việc ít hơn 2000 giờ trong năm và được sử dụng để phủ các giờ cao điểm về phụ tải vào buổi sáng và buổi chiều.

Cần lưu ý rằng thông thường trong cả thời hạn sử dụng của tuabin nó được chuyển sử dụng từ tuabin phủ đáy sang tuabin phủ nửa đỉnh và cuối cùng được sử dụng để phủ đỉnh. Điều này được áp dụng với loại tuabin có thông số ban đầu 9 MPa và 500°C.

5. Theo đặc điểm cấu trúc người ta chia ra các loại:

Tuabin một xilanh - tất cả các tầng tuabin được bố trí trong cùng một xilanh (thân để), và tuabin nhiều xilanh - khi các tầng được bố trí trong một số thân để.

Tuabin một trục - các rôto của các xilanh được nối với nhau bằng các khớp nối và có chung một máy phát điện.

Tuabin hai trục - gồm hai tổ thiết bị một trục bố trí song song với nhau chỉ liên hệ với nhau bởi hơi và có hai máy phát điện. (Ở Liên Xô cũ đã chế tạo tuabin hai trục công suất 800 MW).

Tuabin chủ động (tích cực) và tuabin phản lực. Về mặt thuần túy thì các loại tuabin này rất hiếm gặp. Thường thì tuabin phản lực được chế tạo với tầng đầu là tích cực, còn các tầng cuối của tuabin tích cực lại làm việc với độ phản lực 0,5 hoặc lớn hơn.

Để ký hiệu tuabin người ta sử dụng những ký hiệu đặc biệt. Ký hiệu bao gồm các chữ và các số, ví dụ:

K - tuabin ngưng hơi;

P - tuabin đối áp;

П - tuabin cấp nhiệt có trích hơi điều chỉnh công nghiệp áp suất 0,4 ÷ 4,0 MPa;

T - tuabin cấp nhiệt có trích hơi điều chỉnh cấp nhiệt với áp suất 0,07 ÷ 0,24 MPa;

ПТ - tuabin cấp nhiệt có trích hơi điều chỉnh công nghiệp và cấp nhiệt và cho hơi qua thiết bị ngưng hơi.

ПР - tuabin đối áp và trích hơi công nghiệp.

Số thứ nhất ngay sau chữ cái chỉ công suất định mức của tuabin tính theo MW. Nếu ngoài công suất định mức muốn chỉ cả công suất tối đa (max) thì viết giá trị lớn nhất này sau dấu gạch chéo.

Số tiếp theo cho biết áp suất định mức của hơi trước khi vào tuabin, tính bằng kG/cm^2. Với tuabin có trích hơi công nghiệp điều chỉnh và đối áp thì sử dụng gạch chéo, số trước gạch chéo là áp suất hơi định mức trước tuabin và sau gạch chéo là áp suất trích hay đối áp, tính bằng kG/cm^2.

Đôi khi số cuối cùng chỉ số hiệu phiên bản tuabin của nhà máy.

Lấy một số ví dụ:

K - 300 - 240: tuabin ngưng hơi, công suất định mức 300 MW, áp suất ban đầu định mức 240 kG/cm^2 (hay 23,5 MPa).

T - 100/120 - 130 - 3: tuabin cấp nhiệt với trích hơi điều chỉnh cấp nhiệt, công suất định mức 100 MW, công suất lớn nhất 120 MW, áp suất hơi ban đầu định mức 130 kG/cm^2 (hay 12,7 MPa), phiên bản thứ ba của nhà máy.

ПР - 25/30 - 90/10/0,9: tuabin với đối áp (phản áp) 0,9 kG/cm^2 (hay 0,088 MPa) và có trích hơi công nghiệp, công suất định mức 25 MW, tối đa 30 MW, áp suất hơi ban đầu định mức 90 kG/cm^2 (hay 8,82 MPa), áp suất hơi trích công nghiệp 10 kG/cm^2 (hay 0,98 MPa).

Ký hiệu tuabin của nhà máy điện nguyên tử thường có cho biết tần số quay. Ví dụ **K - 500 - 65/3000:** tuabin ngưng hơi, công suất định mức 500 MW, áp suất hơi ban đầu 65 kG/cm^2 (hay 6,46 MPa), tần số quay 3000 1/phút (hay 50 s^{-1}).

6.1.2. Dòng hơi qua ống phun

Quá trình có dòng hơi với vận tốc xác định trong các ống phun có mối liên hệ với sự giãn nở hơi. Để có được các biểu thức đặc trưng cho quá trình này ta đưa vào một số tính chất của quá trình lý tưởng để đơn giản hóa vấn đề (tức quá trình diễn ra không có tổn thất). Ta giả thiết rằng các thông số của dòng hơi không thay đổi theo thời gian, tức ta có dòng chảy ổn định và quá trình chảy hơi trong kênh diễn ra theo quá trình thuận nghịch đoạn nhiệt (đẳng entropi). Với dòng chảy đoạn nhiệt, theo định luật bảo toàn và chuyển hóa năng lượng ta có sự thay đổi động năng của dòng chảy trong ống phun (hình 6.2) bằng: $\Delta l = l_1 - l_0$, vì dòng chảy có sự giãn nở đoạn nhiệt $l_{d.nh}$ và công ngoài truyền cho hơi ký hiệu là l_{ng}, nghĩa là:

$$\Delta l = l_{d.nh} + l_{ng} = l_1 - l_0$$

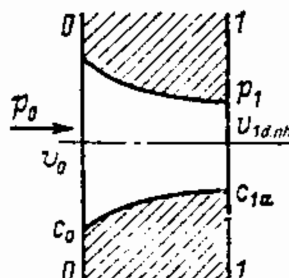
Đối với 1 kg chất khí thì động năng bằng:

$$l = c^2/2$$

sự thay đổi động năng của dòng chảy trong ống phun là:

$$\Delta l = \frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}, \text{ kJ/kg}$$

ở đây $c_{1d.nh}$ - vận tốc khí ở đầu ra ống phun qua quá trình giãn nở đoạn nhiệt, m/s; c_0 - vận tốc khí ở lối vào ống phun, m/s.



Hình 6.2. Sơ đồ ống phun

Công giãn nở đối với quá trình đoạn nhiệt $l_{d.nh}$ (kJ/kg) như đã biết bằng hiệu các giá trị nội năng ở đầu và cuối quá trình giãn nở:

$$l_{d.nh} = u_0 - u_1$$

Giả sử lực tác động ở tiết diện *0-0* có diện tích f_0 (hình 6.2) gây ra dịch chuyển của hơi đi một đoạn s_0 và tiết diện *1-1* có diện tích f_1 dịch chuyển một đoạn s_1. Ngoại lực tác động lên diện tích f_0 ở tiết diện *0-0* bằng $p_0 f_0$, ở đây p_0 - áp suất hơi ở tiết diện *0-0*. Lúc này khi di chuyển một đoạn s_0 từ tiết diện *0-0* thì dòng hơi sẽ thực hiện một công bằng $l_{ng0} = p_0 f_0 s_0 = p_0 . v_0$ (vì đối với 1 kg hơi $f_0 s_0 = v_0$ m^3/kg). Tương ứng $l_{ng1} = p_1 f_1 s_1$. Công thực hiện bởi ngoại lực khi di chuyển hơi ở tiết diện *0-0* và *1-1* gọi là công đẩy và bằng:

$$l_{ng} = l_{ng0} - l_{ng1} = p_0 f_0 s_0 - p_1 f_1 s_1 = p_0 . v_0 - p_1 . v_1$$

và như vậy biểu thức $\Delta l = l_{d.nh} + l_{ng}$ có thể được viết dưới dạng:

$$\frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = (u_0 - u_1) + p_0 . v_0 - p_1 . v_1$$

Biết rằng $u + pv = i$, kJ/kg, trong đó i - entanpi của hơi, nên ta có:

$$\frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = (i_0 - i_{1d.nh}) \qquad (6.1)$$

Từ biểu thức (6.1) thấy rằng, trong trường hợp dòng chảy ra của hơi là quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch thì sự tăng động năng của dòng hơi sẽ bằng

hiệu entanpi của hơi ở điểm đầu và điểm cuối quá trình. Hiệu entanpi trong quá trình đoạn nhiệt i_0 - $i_{1d.nh}$ thường được gọi là độ chênh nhiệt và ký hiệu là $h_0 = i_0 - i_{1d.nh}$.

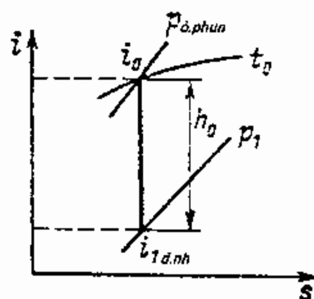
Độ chênh nhiệt này có thể tìm được dễ dàng với đồ thị *i-s* (hình 6.3). Khi đó để xác định i_0 cần biết p_0, t_0 và để xác định i_1 chỉ cần biết p_1. Vận tốc ra của hơi từ ống phun được xác định theo công thức:

$$c_{1d.nh} = \sqrt{2h_0 + c_0^2} \qquad (6.2)$$

Nếu vận tốc ban đầu của hơi không đáng kể và có thể bỏ qua thì khi đó:

$$c_{1a} = 1{,}41\sqrt{h_0} \qquad (6.3)$$

Nếu để ý rằng: $\frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = l_{dnh} + l_{ngn}$, ta có thể nhận được biểu thức đối với vận tốc tuyệt đối dòng hơi ra từ ống phun phụ thuộc vào thông số trạng thái của hơi.



Hình 6.3. Quá trình đoạn nhiệt của dòng hơi trên đồ thị *i-s*

Thực vậy, biểu diễn $l_{d.nh}$ và l_{ng} theo thông số trạng thái ta có:

$$\frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{1}{k-1}(p_0v_0 - p_1v_1) + p_0v_0 - p_1v_1 = \frac{k}{k-1}(p_0v_0 - p_1v_1)$$

từ đây nếu $c_0 << c_{1d.nh}$ thì:

$$c_{1d.nh} = \sqrt{\frac{2}{k-1}p_0v_0\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{\frac{2}{k-1}p_0v_0\left[1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (6.4)$$

ở đây $\varepsilon = p_1/p_0$ - độ giãn nở hơi trong ống phun.

Lưu lượng thể tích giây của hơi qua ống phun bằng tích diện tích tiết diện nhân với vận tốc hơi, tức là thể tích của hơi chảy trong một giây qua một tiết diện của ống phun $V_{ô.ph} = f.c$ (m³/s), trong đó c - vận tốc hơi tại tiết diện đó.

Lưu lượng thể tích giây của hơi V_c liên quan tới lưu lượng khối của hơi G_c (kg/s) qua phương trình liên tục, m³/s:

$$G_{ô.ph}\, v = f.c$$

ở đây v - thể tích riêng của hơi tại tiết diện đang xét của ống phun. Từ đó có:

$$G_{ô.ph} = f.c/v \text{ (kg)}$$

Để ý rằng với dòng chảy đoạn nhiệt:

$$\frac{1}{v_1} = \frac{1}{v_0}\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{1}{v_0}\varepsilon^{\frac{1}{k}}$$

và sử dụng biểu thức (6.4), ta có thể tính được lưu lượng thể tích giây qua tiết diện ở đầu ra của ống phun theo công thức:

$$G_{ô.ph} = f_1\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{v_0}\left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)} \qquad (6.5)$$

Vì dọc theo ống phun có $G_{ô.ph}$ = const, do đó phương trình liên tục có thể được biểu diễn dưới dạng vi phân:

$$dG = d\frac{f.c}{v} = \frac{vd(f.c) - f.cdv}{v_2} = 0$$

từ đó có:

$$\frac{df}{f} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}$$

Biểu thức này cho thấy số gia diện tích tiết diện của khe có thể có giá trị dương (khe rộng ra) hoặc giá trị âm (khe thu hẹp lại) phụ thuộc vào số hạng nào trong vế phải của biểu thức có giá trị tuyệt đối lớn hơn. Như vậy là do có thể tăng vận tốc và luôn luôn gây ra số gia dc/c, nên có thể đạt tới vị trí khi có df/f đổi dấu, tức là tiết diện của khe ban đầu giảm sau đó tăng lên. Trong

từ đây:

$$\varepsilon_{t.h} = \frac{p_{t.h}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad (6.6)$$

và:

$$G_{o.ph}^{max} = f\sqrt{2\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\frac{p}{v_0}} \qquad (6.7)$$

Giá trị vận tốc cực đại tương ứng $c_{1d.nh}$ có thể xác định được từ biểu thức (6.4) và (6.6):

$$c_{1d.nh}^{max} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_0 v_0 \cdot \left(1-\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}p_0 v_0} \qquad (6.8)$$

Sử dụng phương trình liên tục có thể khẳng định rằng, khi giảm ε thì giá trị $G_{ô.ph}$ sẽ thay đổi theo đường cong lý thuyết (đường đứt nét) trên hình 6.4 trong trường hợp nếu vận tốc dòng chảy ra $c_{1d.nh}$ tăng chậm hơn so với thể tích $v_{1d.nh}$. Thực vậy, khi $p_1 \to 0$ (nếu $\varepsilon = p_1/p_0 = 0$) $v_{1d.nh} \to \infty$ và khi đó $G_{o.ph} \to 0$. Ở điều kiện thực tế khi đạt được $\varepsilon = \varepsilon_{t.h}$ tức là $p = p_{th} = p_0.\varepsilon_{t.h}$ thì G_t sẽ ngừng tăng và lưu lượng hơi sẽ giữ cố định. Điều này là do khi đó vận tốc dòng hơi sẽ bằng vận tốc âm thanh cục bộ tại đó, tức là:

$$c_{1d.nh}^{max} = c_{t.h} = c_{a\ thanh}$$

Kết luận này có thể nhận được dễ dàng khi khảo sát biểu thức (6.8), nếu thay cho p_0 và v_0 bằng mối quan hệ giữa chúng từ biểu thức (6.6), tức là:

$$p_0 = p_{t.h}\left(\frac{k+1}{k}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Theo phương trình đoạn nhiệt:

$$v_0 = v_{t.h}\left(\frac{p_{t.h}}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}$$

hay:

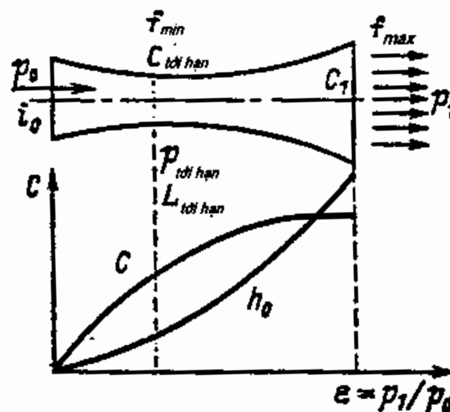
$$v_0 = v_{t.h}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

thì:

$$c_{1d.nh}^{max} = c_{t.h} = \sqrt{kp_{t.h}v_{t.h}} = c_{a.thanh} \quad (6.9)$$

Như vậy khi giá trị $\varepsilon = \varepsilon_{t.h}$, ở tiết diện đầu ra của ống phun sẽ thiết lập được vận tốc của dòng hơi chảy ra bằng với vận tốc âm thanh, và áp suất không đổi $p_{t.h}$. Sự giãn nở hơi tiếp theo nhỏ hơn $p_{t.h}$ sẽ diễn ra bên ngoài ống phun, điều này là nguyên nhân để duy trì vận tốc dòng chảy cố định ở tiết diện đầu ra và lưu lượng hơi không đổi chảy qua ống phun. Nếu muốn tăng vận tốc dòng chảy của hơi thì sau khi thu hẹp kênh và dòng chảy đạt được vận tốc âm thanh lại cần làm khe có hình dáng rộng dần. Trong trường hợp này lưu lượng hơi không thay đổi trong phần ống phun rộng dần, còn vận tốc sẽ tăng tới giá trị được xác định bởi áp suất p_1 ở cuối quá tình giãn nở hơi (hình 6.5). Theo trạng thái cuối cùng của hơi trên đồ thị *i-s* có thể xác định thể tích riêng của hơi $v_{1d.nh}$ và theo phương trình liên tục xác định được tiết diện ra của ống phun:

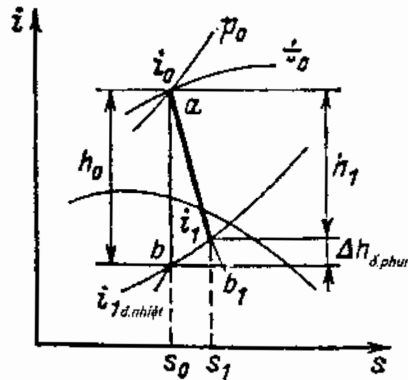
$$f^{max} = f = \frac{G_{o.ph}^{max}}{c_{1d.nh}}$$



Hình 6.5. Quá trình chảy của hơi qua ống phun

Khi diễn giải để có phương trình xác định vận tốc dòng chảy của hơi ra từ ống phun và trong các mối tương quan đã dẫn ra ở trên, chúng ta đã thừa nhận

rằng quá trình giãn nở hơi xảy ra không có tổn hao, tức là theo quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch. Trên đồ thị *i-s* (hình 6.6) quá trình này được thể hiện bằng đường *a - b* và hiệu entanpi trong quá trình này bằng $h_0 = i_0 - i_{1d.nh}$.



Hình 6.6. Quá trình thực dòng chảy của hơi qua ống phun trên đồ thị *i-s*

Trên thực tế hơi chảy qua ống phun do có ma sát với thành kênh nên được làm nóng lên và quá trình giãn nở sẽ diễn ra theo đoạn nhiệt không thuận nghịch. Quá trình này trên đồ thị *i-s* được biểu diễn không phải bằng đường thẳng (đẳng entropi), mà bằng một đường khác $a - b_1$ (hình 6.6).

Trạng thái cuối cùng của hơi khi đó được đặc trưng không phải điểm *b* với entanpi $i_{1d.nh}$ mà là điểm b_1 với entanpi i_1, ngoài ra $i_1 > i_{1d.nh}$. Mức độ tăng entanpi này có mối liên quan tới sự nung nóng dòng chảy do tổn thất ma sát.

Do đó độ chênh entanpi (hiệu entanpi) sẽ bằng $h_1 = i_0 - i_1$, tức là nhỏ hơn so với lý thuyết. Vận tốc dòng chảy hơi từ ống phun, như đã rõ từ biểu thức (6.2) cũng sẽ nhỏ hơn lý thuyết. Vận tốc c_1 khác với vận tốc lý thuyết $c_{1d.nh}$ và được gọi là vận tốc thực dòng chảy của hơi, còn tỷ số $c_1/c_{1d.nh} = \phi$ gọi là hệ số vận tốc.

Như vậy $c_1 = \phi c_{1d.nh}$. Hiệu $h_0 - h_1 = \Delta h_{o.ph}$, kJ/kg, là tổn thất năng lượng trong ống phun. Vì $h_0 = i_0 - i_{1d.nh}$ và $h_1 = i_0 - i_1$ nên $\Delta h_{o.ph} = h_0 - h_1 = (i_0 - i_{1d.nh}) - (i_0 - i_1) = i_1 - i_{1d.nh}$ (xem hình 6.6).

Tổn thất năng lượng có thể được biểu diễn qua vận tốc dòng hơi. Ta viết $i_0 - i_{1d.nh} = h_0 = \frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$ và $i_0 - i_1 = h_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$, từ đây có tổn thất động năng trong ống phun:

$$\Delta h_{o.ph} = h_0 - h_1 = \frac{c_{1d.nh}^2 - c_1^2}{2} \qquad (6.10)$$

Bởi vì $c_1 = \phi c_{1d.nh}$, nên $\Delta h_{o.ph} = \frac{c_{1d.nh}^2}{2}.(1 - \phi^2)$, hay nếu tính đến vận tốc ban đầu ở đầu vào ống phun:

$$\Delta h_{o.ph} = \left(h_0 + \frac{c^2{}_0}{2}\right).(1 - \varphi^2) \qquad (6.11)$$

Khi đó:

$$\frac{\Delta h_{o.ph}}{h_0 + \frac{c^2{}_0}{2}} = (1 - \varphi^2) = \xi_{o.ph} \qquad (6.12)$$

Đại lượng $\zeta_{o.ph}$ gọi là hệ số tổn thất năng lượng. Từ (6.12) suy ra $\phi = \sqrt{1 - \zeta_{o.ph}}$. Đối với ống phun của các tuabin hiện đại, hệ số vận tốc dao động trong khoảng 0,96 ÷ 0,98 và hệ số tổn thất trong khoảng 0,05 ÷ 0,1.

Do có tổn thất ảnh hưởng tới vận tốc dòng chảy của hơi và tới các thông số trạng thái cuối nên lưu lượng giây của hơi qua ống phun cũng thay đổi và bằng:

$$G_{o.ph} = f.c_1/v_1 \qquad (6.13)$$

6.1.3. Biến đổi năng lượng trong các khe cánh động của tầng tuabin dọc trục

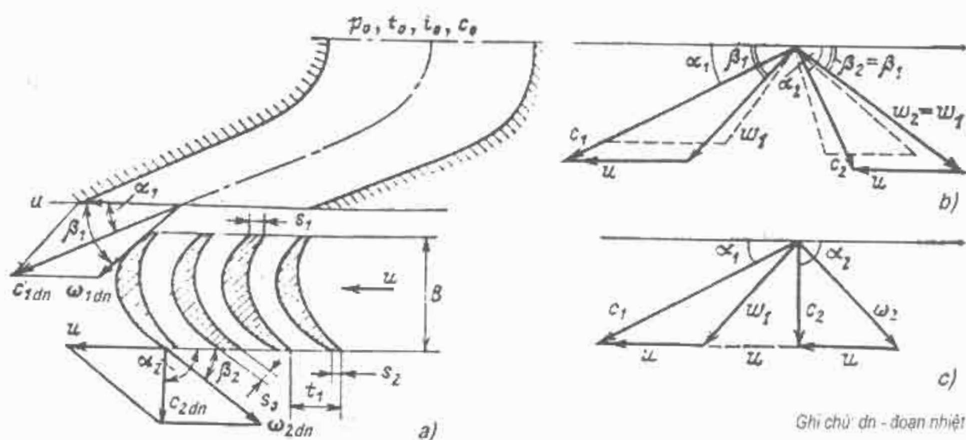
Hơi sau khi đi qua các khe của ống phun (còn gọi là cánh tĩnh) sẽ đi vào các cánh động tuabin. Nếu bỏ qua tổn thất xuất hiện khi hơi chuyển động trong ống phun và trong các cánh tuabin thì sơ đồ làm việc của hơi có thể xem xét như trên hình 6.7.

Hơi đi tới ống phun có thông số p_0, t_0, i_0 và với vận tốc c_0 gần bằng 0. Trong ống phun, do sự giãn nở hơi nên vận tốc dòng chảy tăng từ c_0 đến $c_{1d.nh}$, nhiệt độ và áp suất giảm tới p_1, t_1 (diễn ra quá trình biến đổi thế năng (nhiệt năng) thành động năng). Để không có sự "va đập" (là tối ưu theo quan điểm

khí động học) hơi ở lối vào các khe của lưới làm việc (cánh tuabin), trục của ống phun được bố trí có góc lệch α_1 so với hướng chuyển động của bánh đà. Khi đập vào cánh tuabin đang chuyển động quay với vận tốc u, dòng hơi sẽ có vận tốc quay tương đối với nó là $\omega_{1d.nh}$.

Như biểu diễn trên hình 6.7a, vận tốc này có thể được xác định bằng cách phân tích (khai triển) hình học véctơ vận tốc hơi ra từ ống phun $c_{1d.nh}$ thành vận tốc quay của cánh tuabin u và vận tốc tương đối của hơi khi đi vào cánh này. Véctơ $\omega_{1d.nh}$ nằm dưới một góc β_1 so với hướng chuyển động cánh động tuabin.

Như vậy ở đầu vào cánh tuabin ta có tam giác các vận tốc vào (hình 6.7a): vận tốc quay u, vận tốc tương đối $\omega_{1d.nh}$, và vận tốc hơi ra từ ống phun $c_{1d.nh}$ - là vận tốc tuyệt đối của hơi ở lối vào cánh động tuabin.



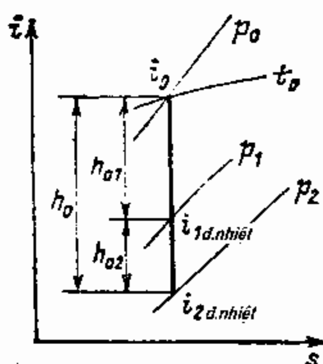
Hình 6.7. Thay đổi vận tốc hơi trong các kênh làm việc (cánh tuabin) của tầng tuabin xung lực a - dựng tam giác vận tốc; tam giác vận tốc thực không tối ưu (b) và tối ưu (c).

Sau khi truyền một phần động năng cho bánh đà, hơi đi ra khỏi lưới với vận tốc tương đối, véctơ của nó tạo với trục khe cánh động một góc β_2. Cộng véctơ $\omega_{2d.nh}$ với véctơ vận tốc quay của cánh động u ta có véctơ vận tốc tuyệt đối của hơi ở đầu ra của cánh động (cánh tuabin) $c_{2d.nh}$, nó tạo với hướng chuyển động của cánh tĩnh một góc α_2 (hình 6.7a). Đây là tam giác vận tốc hơi ở đầu ra của tầng tuabin.

Ở nguyên lý làm việc tích cực, hơi trong tầng tuabin giãn nở chỉ ở trong lưới ống phun và nhờ đó trong cánh động áp suất trước và sau lưới sẽ bằng nhau $p_1 = p_2$ nếu bỏ qua tổn thất ma sát. Trong trường hợp này vận tốc tương đối của hơi ở lối ra của cánh $\omega_{2d.nh}$ và ở lối vào $\omega_{1d.nh}$ sẽ bằng nhau. Khi đó công sinh ra bởi hơi trên các cánh động tuabin sẽ bằng hiệu động năng của hơi ở đầu vào và đầu ra bánh đà làm việc, và được xác định chỉ bởi sự thay đổi vận tốc tuyệt đối của hơi từ $c_{1d.nh}$ (ở đầu vào) tới $c_{2d.nh}$ (ở đầu ra) của tầng tuabin, hay là:

$$l_{cd.x.l} = \frac{c_{1d.nh}^2}{2} - \frac{c_{2d.nh}^2}{2} \qquad (6.14)$$

Ở nguyên lý làm việc phản lực của hơi thì hơi trong tầng tuabin giãn nở không chỉ trong ống phun mà còn trong lưới làm việc và lúc này $p_2 < p_1$, tức là ngoài hiệu entanpi của hơi trong ống phun $h_{01} = i_0 = i_{1d.nh}$ (hình 6.8) trong tầng phản lực còn có hiệu entanpi của hơi trong cánh động $h_{02} = i_{1d.nh} - i_{2d.nh}$



Hình 6.8 . Đồ thị *i - s* quá trình làm việc của hơi trong tầng phản lực lý tưởng

Độ chênh nhiệt này tiêu dùng cho số gia của động năng hơi trong cánh động để tăng vận tốc tương đối từ $\omega_{1d.nh}$ đến $\omega_{2d.nh}$, tức là:

$$h_{02} = i_{1d.nh} - i_{2d.nh} = \frac{\omega_{2d.nh}^2}{2} - \frac{\omega_{2d.nh}^2}{2} \qquad (6.15)$$

Số gia năng lượng của dòng hơi trong tầng lý tưởng cần truyền toàn bộ cho bánh đà làm việc, nó thực hiện công không chỉ bởi động năng của dòng hơi trong ống phun mà còn do động năng trong cánh động:

$$l_{c.d\,ph.l} = \left(\frac{c_{1d\,nh}^2}{2} - \frac{c_{2d\,nh}^2}{2}\right) + \left(\frac{\omega_{2d.nh}^2}{2} - \frac{\omega_{1d\,nh}^2}{2}\right) \qquad (6.16)$$

Hiệu toàn phần entanpi trong tầng phản lực là tổng của hiệu entanpi trong ống phun h_{01} và trong cánh tuabin h_{02}, tức là $h_0 = h_{01} + h_{02}$. Tỷ lệ giữa hiệu entanpi trong cánh tuabin với hiệu toàn phần gọi là độ phản lực và ký hiệu là ρ, tức là:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} = \frac{h_{02}}{h_0}$$

Độ phản lực trong tầng phản lực thường nằm trong khoảng ρ = 0,4 ÷ 0,6. Tầng làm việc có độ phản lực ρ = 0,1 ÷ 0,2 thường được xem là tầng xung lực với độ phản lực không lớn.

6.2. TỔN THẤT VÀ HIỆU SUẤT LÀM VIỆC CỦA TẦNG TUABIN

Các tổn thất xuất hiện trong quá trình chuyển động của hơi trong ống phun đã được nghiên cứu ở chương trước. Những tổn thất này, có tính đến (6.11) và (6.12) bằng:

$$\Delta h_{o\,ph} = \xi_{o\,ph}\left(h_0 + c_0^2/2\right)$$

trong đó $\left(h_0 + c_0^2/2\right) = \overline{h_0}$ có thể được xác định là độ chênh nhiệt của 1 kg hơi trong tầng tuabin, từ thông số $\overline{p_0}, \overline{t_0}$ đến thông số cuối của hơi trong tầng tuabin. Trên đồ thị i - s quá trình làm việc của hơi trong tầng tuabin thuần xung lực có thể biểu diễn như trên hình 6.9.

Có thể coi động năng $c^2{}_0/2$ là kết quả của sự giãn nở đẳng entropi của dòng chảy từ entanpi ban đầu $\overline{i_0}$ nào đó tới entanpi i_0.

Hay nói cách khác, khi khảo sát tầng tuabin có thể hoàn toàn hãm (dừng) dòng chuyển động với vận tốc c_0 và đặt năng lượng nhận được $c^2{}_0/2$ từ điểm a thẳng đứng lên trên trên đồ thị i - s.

Quá trình a-a_0 biểu diễn quá trình hãm đẳng entropi. Các thông số tại điểm a_0 (hình 6.9) gọi là thông số hãm (entanpi hãm $\overline{i_0}$, áp suất hãm $\overline{p_0}$,

nhiệt độ hãm $\overline{t_0}$). Khác với các thông số hãm, các thông số tại điểm a gọi là thông số tĩnh.

Nếu trên đồ thị i - s, từ điểm b ta đặt lượng tổn thất năng lượng $\Delta h_{c.t}$ trong ống phun theo hướng lên trên thì sẽ có hiệu $\overline{h_0}$ - $\Delta h_{c.t}$ chính là năng lượng được đưa vào cánh động.

Khi diễn ra dòng chảy hơi theo khe trong lưới ống phun cũng như trong cánh động sẽ có các tổn thất năng lượng. Kết quả là vận tốc tương đối ở đầu ra của cánh động ω_2 sẽ nhỏ hơn so với lý thuyết, tức là $\omega_2 < \omega_{2d.nh}$ hay là $\omega_2 = \psi.\omega_{2d.nh}$, trong đó ψ là hệ số vận tốc trên cánh tuabin.

Hình 6.9. Quá trình làm việc của hơi trong ống phun của tầng xung lực

Tương tự như vậy với tổn thất năng lượng trong lưới ống phun đối với cánh tuabin của tầng xung lực, tổn thất năng lượng có thể được xác định từ biểu thức:

$$\Delta h_{c.d} = \frac{\omega_{2d.nh}^2}{2} - \frac{\omega_2^2}{2} = \omega_{2d.nh}^2(1 - \psi^2) \qquad (6.17)$$

hay là, bởi vì trong tầng xung lực $\omega_1 = \omega_{2d.nh}$ nên:

$$\Delta h_{c.d} = \frac{\omega_1^2}{2}(1 - \psi^2) \qquad (6.17a)$$

Hệ số tổn thất năng lượng trên các cánh động:

$$\xi_{c.d} = \frac{\Delta h_{c.d}}{\overline{h_0}} = 1 - \psi^2 \qquad (6.18)$$

Vì hơi khi đi ra khỏi cánh động có vận tốc xác định c_2 (m/s) nào đó, do vậy dòng hơi sẽ đem theo một lượng động năng không được sử dụng:

$$\Delta h_{ra} = c_2^2/2 \qquad (6.19)$$

gọi là tổn thất vận tốc ra. Đặc trưng của tổn thất này là đối với tuabin nhiều tầng thì tổn thất này sẽ được sử dụng một phần hoặc toàn phần ở những tầng tiếp theo.

Biểu thức:

$$\xi_{ra} = \frac{\Delta h_{ra}}{\overline{h_0}} \qquad (6.20)$$

là phần công suất được thực hiện bởi tổn thất ra của tầng tuabin.

Do vậy nếu độ chênh nhiệt độ được chuyển thành công hữu ích của tầng tuabin ký hiệu là $h_{c.d}$ thì cân bằng năng lượng của tầng tuabin có thể được biểu diễn như sau:

$$\overline{h_0} = h_{c.d} + \Delta h_{o.ph} + \Delta h_{o.ph} + \Delta h_{ra} \qquad (6.21)$$

hay:

$$h_{c.d} = \overline{h_0} - (\Delta h_{o.ph} + \Delta h_{c.d} + \Delta h_{ra}) \qquad (6.22)$$

Trong đồ thị *i-s* cân bằng năng lượng này đối với tầng xung lực được biểu diễn như ở hình 6.10.

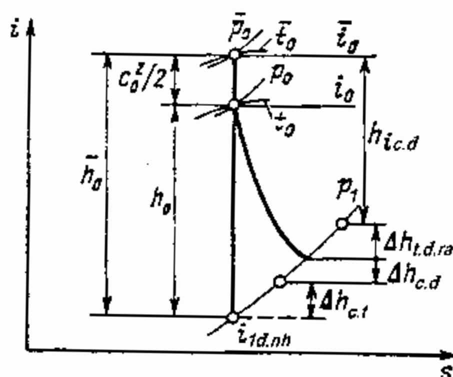
Biểu thức $\frac{h_{c.d}}{h_0} = \eta_{c.d}$ gọi là hiệu suất tương đối trên cánh tuabin. Sử dụng các công thức (6.12), (6.18), (6.20), (6.22) có thể nhận được:

$$\eta_{oc.d} = \frac{h_{c.d}}{h_{c.t}} = \frac{\overline{h_0} - (\Delta h_{c.t} + \Delta h_{c.d} + \Delta h_{ra})}{\overline{h_o}} = 1 - (\xi_{c.t} + \xi_{c.d} + \xi_{ra}) \qquad (6.23)$$

tức là hiệu suất tương đối trên cánh tuabin được xác định bởi các hệ số tổn thất năng lượng trong ống phun và lưới làm việc với vận tốc đầu ra.

Để có được $\eta_{oc.d}$ lớn nhất cần biết quan hệ giữa các hệ số trên với các đặc tính khác nhau của tầng tuabin nói chung và với các biểu thức vận tốc, hướng và vectơ của chúng nói riêng ...

Trong trường hợp tổng quát mối quan hệ này là một hàm $\eta_{oc.d} = f(\varphi, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \psi, u/c_f)$. Các hệ số vận tốc và các góc nghiêng của véctơ vận tốc được xác định một cách chặt chẽ theo chất lượng chế tạo bề mặt cánh tuabin và đặc tính khí động học của lưới. Ảnh hưởng lớn nhất đối với $\eta_{oc.d}$ là tỷ số giữa vận tốc quay với vận tốc tuyệt đối "giả" của dòng hơi c_f. Vận tốc "giả" sẽ có được nếu ta biểu diễn độ chênh nhiệt của 1 kg hơi trong tầng tuabin dưới dạng động năng $\overline{h_0} = h_0 + c^2_{id.ra}/2$ (hình 6.10), tức vận tốc "giả" là vận tốc của dòng chảy có thể có được nếu toàn bộ độ chênh nhiệt được thực hiện trong ống phun. Vận tốc giả liên hệ với vận tốc thực của hơi ra khỏi ống phun trong trường hợp hoàn toàn là tầng xung lực theo biểu thức $c_1 = \varphi . c_f$, ở đây φ - hệ số vận tốc.



Hình 6.10. Quá trình làm việc của hơi trong tầng xung lực

Như vậy có thể nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ số u/c_f tới hiệu suất tương đối $\eta_{c.d}$ bằng cách xem xét ảnh hưởng của tỷ số u/c_1 tới hiệu suất. Ảnh hưởng này có thể thuận lợi được xem xét đối với tầng hoàn toàn chủ động khi $\beta_1 = \beta_2$ và $\omega_1 = \omega_2$, do đó các tam giác vận tốc có dạng như trên hình 6.7b.

Trong trường hợp này đơn giản ta thấy tổn thất trong ống phun không phụ thuộc vào u/c_1 bởi vì ống phun không di động, còn tổn thất trên cánh tuabin sẽ giảm khi u/c_1 tăng, vì khi đó vận tốc tương đối ω_1 giảm (xem hình 6.7b - đường đứt nét và công thức 6.17a).

Sự thay đổi tổn thất ra khi có sự thay đổi u/c_1 có thể dễ dàng được thiết lập từ các tam giác vận tốc. Nếu giả sử do sự giảm độ chênh nhiệt của tầng tuabin làm cho vận tốc c_1 giảm, còn vận tốc quay u và góc ra của dòng hơi α_1

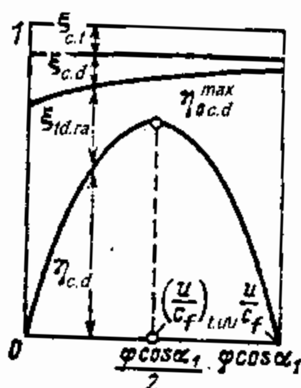
không đổi, thì biểu thức u/c_1 sẽ tăng và tam giác vận tốc sẽ có vị trí như trên hình 6.7b - đường đứt nét.

Dễ dàng thấy rằng, trong trường hợp này góc α_2 sẽ tăng lên, vận tốc c_2 sẽ giảm đi so với trường hợp trước, do đó tổn thất với vận tốc ra h_{ra} sẽ nhỏ đi. Tổn thất nhỏ nhất khi $\alpha_2 = 90^o$, vì lúc này c_2 có giá trị nhỏ nhất và khi đó rõ ràng từ hình 6.7c sẽ có:

$$2u = c_1 \cos \alpha_1$$

hay là:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{toiuu} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \tag{6.24}$$



Hình 6.11. Sự phụ thuộc tổn thất và hiệu suất của tầng xung lực vào tỷ số vận tốc u/c_f

Góc α_I thường không vượt quá $12 \div 20^o$ do đó tổn thất nhỏ nhất với vận tốc ra sẽ có giá trị $(u/c_I)_{toiuu} = 0,475 \div 0,485$ và tương ứng với $(u/c_f)_{toiuu} = 0,46 \div 0,47$. Thường thường khi có tính đến tất cả các tổn thất đối với các tầng chủ động thì u/c_f nằm trong khoảng 0,42 ÷ 0,52.

Khi chế độ làm việc của tầng tuabin lệch so với chế độ tính toán thì vận tốc c_I thay đổi và do đó tỷ số u/c_I cũng thay đổi. Do đó tính hiệu quả của tầng tuabin sẽ giảm đi do tổn thất với vận tốc ra tăng lên mạnh (hình 6.11).

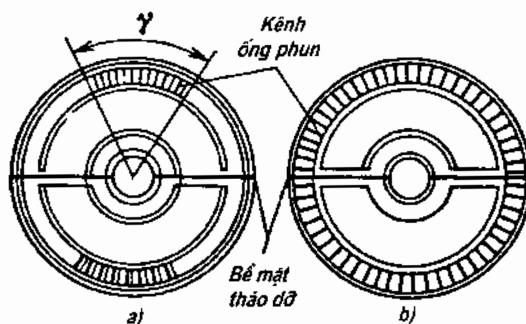
Sự phụ thuộc $\eta_{oc.d}$ vào u/c_f đối với tầng xung lực được biểu diễn trên hình 6.11, rõ ràng thấy rằng hiệu suất tương đối lớn nhất (max) trên các cánh tuabin

về cơ bản được xác định bởi tổn thất với vận tốc ra. Đối với các tầng phản lực thì các tổn thất sẽ phụ thuộc vào không chỉ góc α_1 mà còn phụ thuộc độ phản lực của tuabin ρ, và có thể chứng minh bằng giải tích rằng trong trường hợp tổng quát tỷ lệ tối ưu $(u/c_f)_{toiuu}$ được xác định từ công thức sau:

$$\left(\frac{u}{c_f}\right)_{toiuu} = \frac{\varphi cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \qquad (6.24a)$$

Hiệu suất tổng quát của tầng tuabin không chỉ được xác định bởi giá trị có lợi nhất η_{ol} . Ngoài các tổn thất năng lượng trong ống phun, trên cánh tuabin với vận tốc ra, trong tầng tuabin còn có các dạng tổn thất khác. Trong các tầng tuabin hơi với lượng thể tích hơi ra nhỏ thì tiết diện các ống phun mà hơi đi qua - và tương ứng là chiều cao các cánh tuabin sẽ nhỏ, khi đó sử dụng cách cấp hơi theo kiểu cục bộ từng phần.

Cấp hơi kiểu cục bộ cũng đặc trưng cho các tầng điều chỉnh của tuabin. Cấp kiểu này có nghĩa là trong tầng tuabin ống phun chỉ chiếm một phần chu vi bánh làm việc (hình 6.12a) và hơi được cấp tới không theo toàn bộ vòng tròn mà chỉ theo một cung tròn với một góc γ. Tỷ lệ giữa độ dài cung tròn có các kênh cánh tuabin qua đó hơi đi qua với chu vi đường tròn gọi là độ cục bộ *e*.



Hình 6.12. Cấu trúc màng ngăn với sự cấp hơi toàn phần và cục bộ
a - cấp hơi cục bộ; b - cấp hơi toàn phần

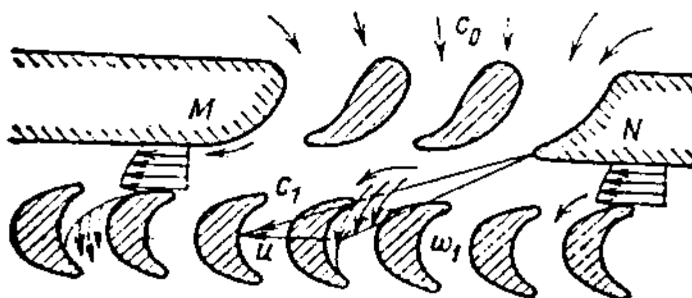
Khi có cấp hơi kiểu cục bộ thì các kênh của cánh tuabin khi đĩa quay sẽ lần lượt có các dòng hơi đi qua và rời khỏi dòng hơi, thực hiện một quãng đường trong khoảng không gian hơi không làm việc của tầng tuabin. Khi đó một phần của cánh động sẽ làm việc như những quạt gió, có nhiệm vụ chuyển

hơi điền đầy các buồng của các tầng tuabin, đồng thời tiêu tốn một lượng năng lượng. Tổn hao xuất hiện này được gọi là tổn hao để quạt (thổi) Δh_{quat}. Ngoài những tổn hao này, trong tầng tuabin với kiểu cấp hơi từng phần còn xuất hiện tổn thất ở đầu các đoạn ống phun $\Delta h_{c.ng}$. Điều này là do khi cấp dòng hơi theo từng đoạn thì dòng hơi đi ra từ phía ngoài cùng của bánh đà của kênh ống phun bị lệch hướng so với hướng quay của bánh đà và có xu hướng đi tới vách tường (hình 6.13), nghĩa là một phần dòng hơi sẽ bỏ qua các khe cánh động do đó có tổn thất năng lượng. Ngược lại, ở đầu vào của đoạn ống phun sẽ xảy ra sự phun trộn hơi từ các khe hở, dẫn đến có thêm tổn thất năng lượng. Tổn thất quạt và tổn thất ở các đầu ống phun thường được hợp nhất với nhau và gọi chung là tổn thất cấp hơi cục bộ:

$$\Delta h_{c.ho} = \Delta h_{quat} + \Delta h_{c.ng}$$

và $\xi_{c.ho} = \Delta h_{c.ho}/\overline{h}_0 = \xi_{quat} + \xi_{c.ng}$ tương ứng. Khi đĩa của bánh làm việc quay trong không gian hơi tất nhiên sẽ có tổn hao do ma sát $\Delta h_{msat.d}$ và $\xi_{ms.d}$ - hệ số tổn hao do ma sát đĩa. Tất cả các tổn hao vừa nói trên dẫn đến làm giảm hiệu suất trên các cánh tuabin.

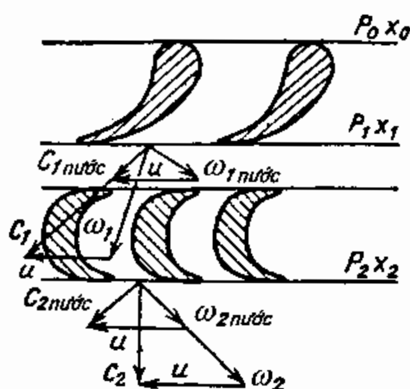
Trong các tầng tuabin còn có các tổn hao do có khả năng dò hơi qua các khe hở giữa các cánh chuyển động và phần vỏ cố định của tuabin $\Delta h_{rò\ hơi}$ ($\xi_{rò\ hơi}$), đối với các tầng làm việc có hơi ẩm còn có tổn thất do hơi ẩm $\Delta h_{ẩm}$ ($\xi_{ẩm}$)



Hình 6.13. Sơ đồ dòng hơi đi theo các đầu của cung tròn cấp hơi

Những tổn thất sau cùng vừa nói đến ở trên cũng đặc trưng cho các tuabin làm việc với hơi quá nhiệt (lắp đặt trong các nhà máy điện nguyên tử), và

chúng xuất hiện do nhiều nguyên nhân khác nhau, một trong số nguyên nhân là do vận tốc các hạt nước do thiết bị ống phun phun ra nhỏ hơn so với vận tốc của hơi. Nếu xây dựng tam giác vận tốc đối với các pha nước và hơi (hình 6.14) có thể dễ dàng thấy rằng vận tốc hạt nước c_{In} nhỏ hơn vận tốc hơi c_I, chúng đi vào các cánh tuabin với vận tốc tương đối là ω_{In} khác với vận tốc hơi ω_I, và va đập vào phía sau cánh tuabin. Các va đập này làm hãm đĩa quay của tuabin, để thắng được sự hãm này phải tiêu hao thêm năng lượng.



Hình 6.14. Tam giác vận tốc đối với pha hơi và pha nước của hơi ẩm

Các tổn hao phụ khác do độ ẩm, xuất hiện do phải chi phí năng lượng để làm tăng vận tốc các hạt nước và để thắng lực ma sát giữa các hạt nước và hơi...

Các nghiên cứu đã chỉ ra rằng, mỗi phần trăm độ ẩm sẽ làm giảm hiệu suất tương đối bên trong của các tầng tuabin xuống khoảng 0,5 ÷ 1%.

Như vậy cân bằng năng lượng tầng tuabin có tính đến các tổn hao vừa nêu trên và không nói đến tổn thất với vận tốc ra có thể được viết dưới dạng sau:

$$\overline{h}_0 = h_i + \Delta h_{c.t} + \Delta h_{c.d} + \Delta h_{ra} +$$

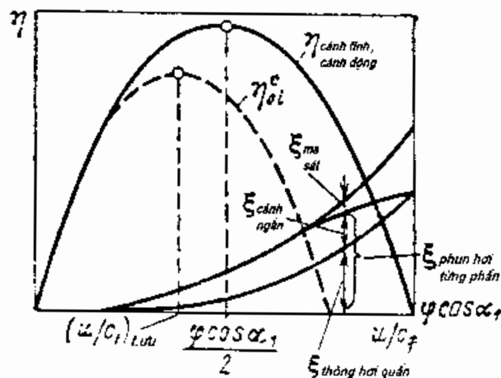
$$+ \Delta h_{c.ho} + \Delta h_{ms.d} + \Delta h_{ra.hoi} + \Delta h_{âm}$$

trong đó h_i - độ lệch entanpi chuyển hóa thành công hữu ích của tầng tuabin (độ lệch được sử dụng có ích). Tỷ lệ giữa độ lệch này và $\overline{h}_0$ gọi là hiệu suất tương đối bên trong tầng tuabin:

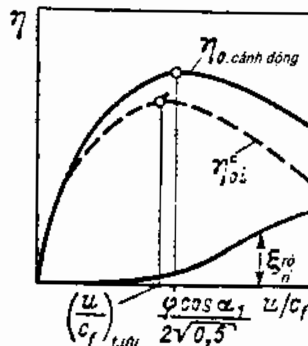
$$\eta^{c}_{oi} = h_i/\overline{h}_0 = 1 - (\xi_{c.t} + \xi_{c.d} + \xi_{ra} + \\ + \xi_{c.ho} + \xi_{ms.d} + \xi_{ro.hoi} + \xi_{âm}) \quad (6.25)$$

Mối liên hệ giữa η^{c}_{oi} và $\eta_{oc.d}$ được rút ra bằng cách so sánh các biểu thức (6.23) và (6.25):

$$\eta^{c}_{oi} = \eta_{oc.d} - (\xi_{c.ho} + \xi_{ms.d} + \xi_{ro.hoi} + \xi_{âm}) \quad (6.26)$$



Hình 6.15a. So sánh các giá trị hiệu suất $\eta_{oc.d}$ và η_{oi} của tầng tuabin



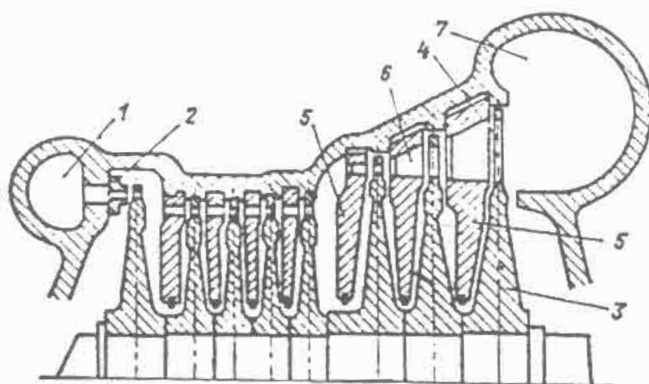
Hình 6.15b. Sự phụ thuộc hiệu suất của tầng phản lực vào u/c_f

Để minh họa, trên hình 6.15a có thể hiện các giá trị mang tính ví dụ của các đại lượng η^{c}_{oi}, $\eta_{oc.d}$, $\xi_{c.ho}$, $\xi_{ms.d}$ (các giá trị $\xi_{ro.hoi}$ và $\xi_{âm}$ được quy ước lấy bằng 0 và do đó $\eta^{c}_{oi} = \eta_{oc.d} - \xi_{c.ho} - \xi_{ms.d}$). Từ hình 6.15a thấy rằng, nếu tính đến các tổn thất do ma sát, do thông hơi quẩn, và tổn thất trên các đầu của ống phun thì không chỉ hiệu suất cực đại giảm mà giá trị có lợi nhất u/c_f cũng giảm.

Khi tính toán hiệu suất tương đối bên trong của tầng tuabin phản lực η_{oi}^{th} cần để ý rằng trong các tầng tuabin kiểu này các cánh tuabin không gắn trên các đĩa riêng biệt mà gắn trên rôto dạng trống, do vậy các tổn thất ma sát rôto có thể bỏ qua. Ngoài ra, vì trong tầng tuabin phản lực áp suất từ hai mặt của đĩa làm việc không giống nhau ($p_1 > p_2$), các tầng này được thực hiện theo kiểu cấp hơi toàn phần và độ cục bộ luôn bằng 1. Do đó các tổn thất do thông hơi quẩn và cánh ngăn ống phun cũng không có. Do vậy vai trò xác định trong các tầng tuabin phản lực là do tổn thất rò hơi và tổn thất do độ ẩm. Sự phụ thuộc hiệu suất của tầng phản lực theo u/c_f được biểu diễn trên hình 6.15b, từ hình vẽ có thể kết luận rằng các tổn thất rò hơi và do độ ẩm làm giảm hiệu suất của tầng phản lực theo giá trị tuyệt đối và đồng thời làm giảm giá trị có lợi nhất u/c_f.

6.3. TUABIN NHIỀU TẦNG

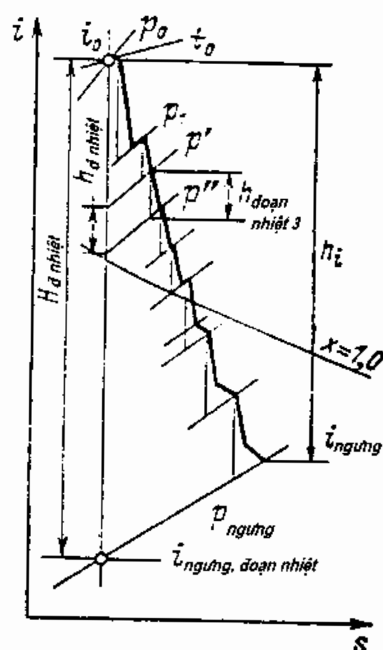
Để đảm bảo có giá trị u/c_f tối ưu khi vận tốc quay cho phép $u = 140 \div 210$ m/s thì độ lệch nhiệt trong tầng tuabin phải bằng $40 \div 80$ kJ/kg. Độ lệch nhiệt trong các tuabin hiện đại thường bằng $1400 \div 1600$ kJ/kg, do đó hơi nước cần phải đi qua một số lớn các tầng tuabin.



Hình 6.16. Xilanh (thân) của tuabin tầng xung lực
1 - buồng chứa hơi; 2 - ống phun (cánh tĩnh) tầng đầu; 3 - đĩa; 4 - cánh động; 5 - tấm ngăn; 6 - ống phun của tầng trung gian; 7 - ống xả vào bình ngưng.

Về mặt cấu trúc, người ta thường nhóm khoảng $5 \div 12$ tầng tuabin trong một khối vỏ. Mỗi khối như vậy được gọi là một xilanh của tuabin.

Trên hình 6.16 thể hiện sơ đồ cấu trúc của xilanh bảy tầng. Hơi được đưa vào buồng *1*, sau đó tới ống phun của tầng thứ nhất *2*. Các đĩa *3* cùng với các cánh tuabin *4* được gắn trên trục xilanh, giữa các cánh tuabin có bố trí các ống phun của tầng trung gian *6* và nằm trong màng ngăn *5*. Hơi sau khi làm việc được đưa ra qua ống dẫn *7*.



Hình 6.17. Quá trình giãn nở hơi trong tuabin nhiều tầng

Trên hình 6.17 biểu diễn đồ thị i - s của quá trình giãn nở hơi trong xilanh nhiều tầng tuabin. Tổn thất năng lượng trong mỗi tầng tuabin dẫn tới làm tăng entanpi của hơi ở lối ra của tầng, đồng thời làm tăng độ chênh nhiệt năng của tầng tiếp theo do có độ lệch đường đẳng áp ($h_{d.nh} < h_{d.nh3}$). Kết quả là tổng độ chênh nhiệt năng của tất cả các tầng $\sum_{x=1}^{z=n} h_{d.nhz}$ sẽ lớn hơn độ chênh nhiệt năng theo đường đẳng entropi i_0 - $i_{ngd\,nh} = H_{d.nh}$:

$$\sum_{x=1}^{z=n} h_{d\,nhz} = H_{d\,nh}(1 + \alpha_{h\,nh}) \tag{6.27}$$

ở đây $\alpha_{h.nh} > 0$ gọi là hệ số hoàn nhiệt và nó xác định lượng tổn thất có thể được sử dụng lại ở tầng tuabin tiếp theo. Đây là ưu điểm nổi bật của tuabin nhiều tầng so với tuabin một tầng.

Chỉ sau tầng điều chỉnh và tầng cuối cùng của xilanh thì động năng trên thực tế mới chuyển hoá hết thành nhiệt năng, đồng thời làm tăng entanpi của dòng chảy. Một ưu điểm quan trọng của tuabin nhiều tầng là chỉ với vận tốc quay vừa phải của cánh tuabin cũng có thể đảm bảo có được giá trị tối ưu u/c_f và tương ứng là có được hiệu suất cực đại của tầng tuabin, bởi vì độ chênh nhiệt của mỗi tầng đều không lớn. Trong tuabin nhiều tầng còn có thể thực hiện việc trích hơi để hoàn nhiệt cho đun nóng nước cấp, điều này cũng làm tăng tính kinh tế của quá trình nhiệt (xem chương 8).

Những yếu tố có lợi vừa nói trên đã tạo điều kiện để tuabin nhiều tầng có được tính kinh tế cao.

Tuy nhiên cũng cần lưu ý rằng, tuabin nhiều tầng là thiết bị phức tạp và giá thành cao, do vậy việc sử dụng chúng chỉ phù hợp khi chúng đạt được hiệu suất cao. Trong tuabin nhiều tầng xuất hiện thêm những tổn thất phụ mà tuabin một tầng không có hoặc có nhưng không đáng kể. Đầu tiên phải kể tới là các tổn thất do có sự di chuyển hơi giữa các tầng, do rò rỉ hơi qua các vòng đệm, qua các màng ngăn trung gian, ...

Công suất trong (nội công suất) của tuabin nhiều tầng là tổng nội công suất của các tầng tuabin:

$$N_i = \sum_{z=1}^{z=n} (N_i)_z \qquad (6.28)$$

trong đó n - số tầng; $(N_i)_z$ - nội công suất của tầng tuabin thứ z.

Khi sử dụng năng lượng hơi của các tầng liên tiếp nhau, thông thường ngoài các tầng bình thường người ta còn sử dụng tầng vận tốc. Điều này xuất phát từ việc khi thực hiện quá trình điều chỉnh, hoặc khi tiêu hao một độ chênh nhiệt năng lớn trong tầng tuabin với vận tốc quay của cánh tuabin không lớn thì đòi hỏi phải đảm bảo có giá trị hiệu suất tương đối cao. Như trên đã biết, trong trường hợp tiêu hao một độ chênh nhiệt năng lớn và tương ứng là tăng c_f khi vận tốc quay không đổi thì tỷ lệ u/c_f sẽ giảm và tổn thất với vận tốc ra sẽ

tăng lên rõ rệt. Để sử dụng các tổn hao động năng này có thể bố trí sau dãy cánh thứ nhất một lưới xoay cố định, trong đó dòng hơi với vận tốc ra c_2 được lái theo hướng để vào lưới thứ hai không có sự "va đập" và tiêu hao một độ chênh nhiệt năng được quy định bởi vận tốc c_2, tiếp theo nếu cần sẽ thực hiện tương tự như vậy để vào lưới thứ ba. Kiểu tầng như vậy khi mà ở một lưới ống phun việc biến đổi động năng được thực hiện trong một vài lưới làm việc được gọi là tầng vận tốc.

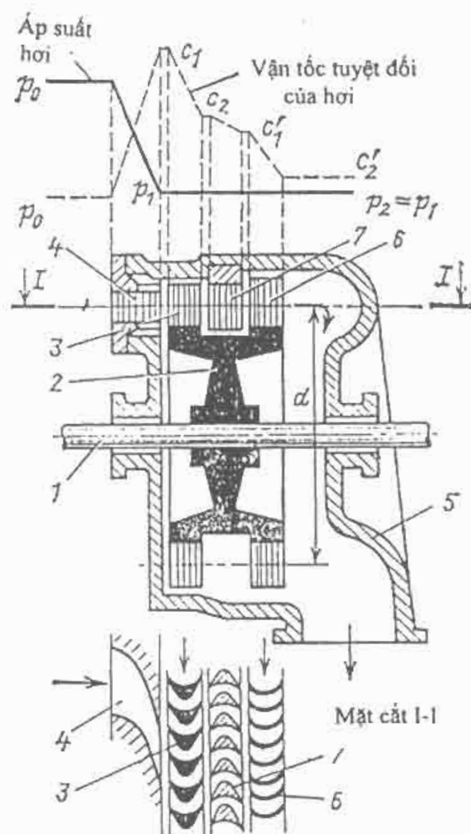
Ở một vận tốc quay nhất định, độ chênh nhiệt năng tiêu hao trong các tầng càng lớn thì số dãy cánh công tác càng phải nhiều hơn.

Tuy nhiên cùng với sự tăng số các dãy (tức số vành bánh) thì hiệu suất lại giảm, do đó trong các tuabin hiện đại thường chỉ thấy có tầng tuabin vận tốc hai vành. Trong các tuabin nhỏ, khi tính kinh tế không phải là quyết định thì người ta vẫn sử dụng tầng tuabin vận tốc ba vành. Ví dụ như các cơ cấu dẫn động kiểu tuabin, những loại này thường chỉ làm việc theo các chu kỳ ngắn, khi đó các vấn đề như giá thành hạ, gọn nhẹ, cấu trúc đơn giản... lại quan trọng hơn so với vấn đề phải nâng cao hiệu suất.

Sơ đồ nguyên lý hoạt động trong các tầng tuabin vận tốc được miêu tả trên hình 6.18. Trên sơ đồ là tuabin hai tầng có hai dãy cánh làm việc được bố trí trên một vành bánh.Theo biểu đồ áp suất trên hình 6.18, rõ ràng thấy trong lưới ống phun áp suất giảm tức thì tới áp suất cuối cùng $p_1 = p_2$ và bằng áp suất hơi ở lối ra tuabin.

Vận tốc hơi ra của tầng thứ nhất c_2 nhờ có lưới lái hướng sẽ có hướng sao cho có thể sử dụng được ở cánh làm việc của tầng thứ hai một phần động năng của dòng hơi đi ra từ tầng thứ nhất, hơi đi ra từ tầng thứ hai có vận tốc nhỏ hơn và bằng c'_2.

Công của hơi trong các tầng vận tốc được thực hiện theo nguyên tắc tích cực: áp suất trong buồng của bánh làm việc bằng nhau từ hai phía $p_1 = p_2$. Nói chung về tổng thể sự khác nhau về nguyên tắc giữa các tuabin nhiều tầng xung lực và phản lực trước kia vào giai đoạn đầu phát triển ngành chế tạo tuabin thì nay đã giảm rõ rệt, nhiều tuabin hiện đại ngày nay được chế tạo có ít tầng phản lực trong vùng áp suất cao và có tầng phản lực ở vùng áp suất thấp.



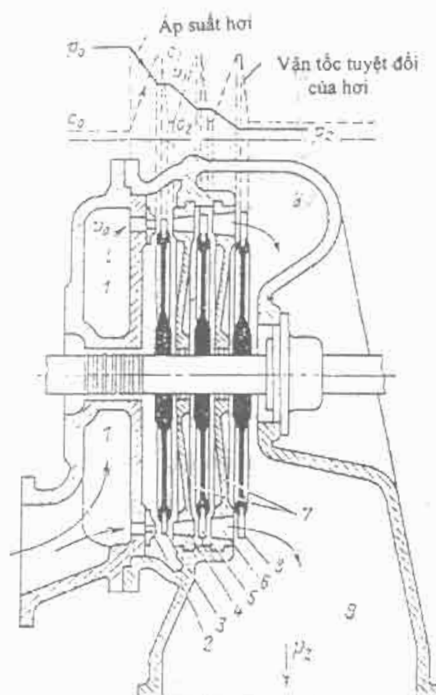
Hình 6.18. Sơ đồ hoạt động của hơi trong tuabin xung động với hai tầng vận tốc
1 - trục; 2 - đĩa (bánh công tác); 3 - dãy cánh làm việc thứ nhất; 4 - ống phun; 5 - vỏ;
6 - dãy cánh làm việc thứ hai; 7 - cánh định hướng.

Mặc dù vậy, theo cấu trúc và những điểm đặc biệt trong phương pháp thiết kế chế tạo cho đến nay người ta vẫn phân chia thành tuabin phản lực và xung lực. Cần lưu ý rằng trong các tuabin xung động chỉ có các tầng tuabin với độ phản lực từ 0,2 đến 0,3, còn trong các tuabin phản lực thì hầu hết các tầng có độ phản lực $\rho = 0,5$.

Sơ đồ tuabin với ba tầng xung lực được biểu diễn trên hình 6.19. Trong tuabin đó có gắn ba bánh làm việc (*3*, *5* và *8*) đối xứng nhau trên cùng một trục. Trước mỗi bánh có các lưới ống phun cố định, trong các ống phun do có sự sụt áp $p_0 - p_1$ và giảm entanpi $i_0 - i_1$ nên có sự gia tăng vận tốc từ c_0 đến c_1. Từ biểu đồ thay đổi áp suất và vận tốc hơi (hình 6.19) thấy rằng, tuabin xung

động nhiều tầng bao gồm các tuabin xung động một tầng mắc nối tiếp nhau. Trong trường hợp này độ chênh nhiệt năng trong tuabin phân bổ theo các tầng tuabin sao cho vận tốc hơi ở lối ra của tầng tuabin nhỏ hơn so với trong tuabin có tầng vận tốc, ở đó toàn bộ độ chênh nhiệt năng diễn ra trong ống phun của tầng thứ nhất. Điều này dẫn tới khả năng có thể nhận được tỷ số tối ưu u/c_1 trong tất cả các tầng tuabin. Do đó tính kinh tế nhiệt của các tuabin này lớn hơn so với các tuabin có tầng vận tốc.

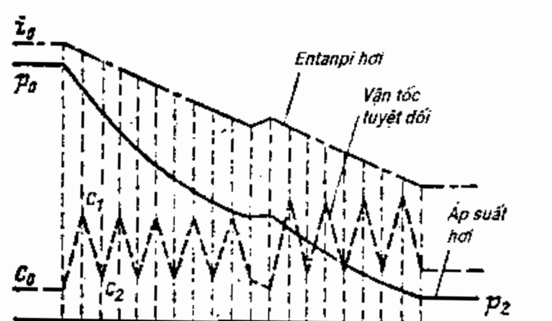
Sự khác biệt giữa tuabin phản lực nhiều tầng với tuabin xung động là ở chỗ áp suất thay đổi từ từ hơn trong các tầng riêng biệt do sự giãn nở hơi diễn ra ở cả trong lưới ống phun và trong lưới làm việc (hình 6.20). Sự giãn nở hơi trên các cánh làm việc có mối liên hệ với độ gia tăng vận tốc hơi tương đối $\omega_2 > \omega_1$. Tuy nhiên trong trường hợp này độ chênh nhiệt trong ống phun, về nguyên tắc, sẽ giảm đi, điều đó dẫn tới giảm vận tốc ở lối ra c_1 và dễ ràng đạt được giá trị yêu cầu u khi giá trị u/c_1 cực đại.



Hình 6.19. Sơ đồ hoạt động của hơi trong tuabin xung động với ba tầng áp suất

1, 9 - buồng hơi tươi và hơi đã qua làm việc; 2, 4, 6 - các ống phun;
3, 5, 8 - cánh làm việc; 7 - màng ngăn

Khi thiết kế tuabin nhiều tầng, như trên đã nói, người ta sử dụng cả các tầng xung lực và phản lực liên tiếp nhau trong một tuabin. Trong những tuabin kiểu này, để giảm nhiệt độ hơi ở phần đầu của tuabin có áp suất cao và tăng độ gọn nhẹ của tuabin - mà liên quan đến nó là giảm được giá thành tuabin, người ta bố trí tầng thứ nhất theo hướng chuyển động của hơi là tầng vận tốc với độ chênh nhiệt lớn (145 - 200 kJ/kg).



Hình 6.20. Sơ đồ hoạt động của hơi trong tuabin với các tầng phản lực

Giải pháp này cho phép thực hiện cấp hơi cục bộ (từng phần), tăng chiều cao của ống phun và các cánh của tầng thứ nhất, đó là những điều đặc biệt quan trọng khi hơi có các thông số ban đầu lớn. Vấn đề thứ hai là cấp hơi cục bộ cho phép thực hiện việc phân bố hơi kiểu ống phun, điều này trong một số điều kiện xác định sẽ đem lại các chỉ tiêu làm việc tốt hơn so với các cách cấp hơi khác (như dưới đây sẽ chỉ ra). Như vậy theo hướng đi của hơi sẽ bố trí đầu tiên là các tầng xung lực với cấp hơi cục bộ và các tầng này cũng đóng vai trò là các tầng điều chỉnh khi tuabin làm việc ở chế độ phụ tải nhỏ có độ chênh nhiệt thường xuyên thay đổi (xem mục 6.4).

Các tầng không điều chỉnh tiếp theo các tầng điều chỉnh được thiết kế là các tầng có độ phản lực nhỏ trong phần đầu của tuabin ($\rho = 5 \div 20\%$), sao cho nó có thể coi là các tầng xung lực, và bố trí các tầng phản lực với độ phản lực $\rho = 30 \div 50\%$ ở phía cuối tuabin. Tăng mức độ phản lực của các tầng tuabin theo chiều đi của hơi là nhằm mục đích nhận được nhiều nhất hiệu suất kinh tế của tuabin.

Vấn đề là chỗ, theo các giá trị tối ưu u/c_f, đối với các tầng phản lực cần chọn độ chênh nhiệt lớn hơn khoảng 1,8 đến 2 lần so với các tầng xung lực. Điều này làm tăng số lượng các tầng phản lực so với các tầng xung lực, nói chính xác hơn là so với các tầng có độ phản lực nhỏ. Mặt khác ở trong vùng áp suất cao, các tầng có độ phản lực lớn có thể có tổn thất rò rỉ hơi xung quanh các cánh làm việc lớn hơn do độ cao của các cánh không lớn, điều này làm xấu đi hiệu suất η^c_{ol}. Trong vùng áp suất hơi thấp, các cánh làm việc có chiều cao lớn hơn và tổn thất nói trên không còn, do đó lúc này các tầng xung lực không còn những ưu điểm hơn so với các tầng phản lực. Ngược lại, ở các thông số này, giá trị vận tốc tuyệt đối c_l nhỏ (đó là yêu cầu của điều kiện làm việc của tầng phản lực) nên dẫn đến khả năng giảm các tổn thất $\zeta_{c.t}$, $\zeta_{c.d}$. Do đó trong vùng áp suất thấp các tầng phản lực sử dụng hợp lý hơn so với các tầng xung lực.

Khi giãn nở áp suất tuyệt đối của hơi thay đổi từ giá trị ban đầu (12,7 ÷ 23,5 MPa) tới giá trị cuối (0,0035 ÷ 0,004 MPa). Khi đó thể tích của hơi tăng lên khoảng hơn 1000 lần. Do vậy cùng với sự giảm dần áp suất thì tiết diện đi qua cánh và ống phun sẽ tăng lên.

Chiều cao của cánh được xác định phụ thuộc vào lượng hơi đi qua cánh tĩnh $G_{c.t}$ theo phương trình liên tục:

$$G_{c.t}v_2 = Fc_2 sin\alpha_2 \qquad (6.29)$$

trong đó: $c_2 sin\alpha_2$ - thành phần vận tốc theo hướng trục ở lối ra của cánh làm việc; v_2 - thể tích riêng của hơi tại tiết diện đó; F - tiết diện đi qua lưới làm việc:

$$F = \pi D_{tb} l_{c.d} \qquad (6.30)$$

trong đó $l_{c.d}$ - chiều cao cánh động; D_{tb} - đường kính trung bình của tầng.

Thay giá trị F từ (6.30) vào (6.29) ta nhận được công thức tính chiều cao của cánh:

$$l_{c.d} = G_{c.t}v_2 / c_2\, sin\alpha_2\, \pi\, D_{tb} \qquad (6.31)$$

Như vậy chiều cao của cánh phụ thuộc vào thể tích cho hơi đi qua và sẽ tăng lên cùng với sự giảm áp suất.

Từ biểu thức (6.31) cũng thấy rằng, khi $G_{c,t}v_2$ thay đổi thì chiều cao của cánh sẽ tăng cùng với sự giảm c_2 (điều luôn phù hợp) và sự giảm D_{th}.

Sự giảm D_{th} không phải lúc nào cũng tốt vì những lẽ sau. Như đã chỉ ra trong mục 6.3, để đảm bảo tổn thất với vận tốc ra nhỏ cần phải chọn tỷ số tối ưu u/c_f. Đối với tuabin chủ động, tỷ số này là $(u/c_f)_{toiuu} \approx 0,5$. Do $u = \pi D_{th} n$ và $c_f = \sqrt{2\overline{h_0}}$, nên:

$$u/c_f = \pi\, D_{th} n \,/\, \sqrt{2\overline{h_0}} \approx 0,5$$

và

$$\overline{h_0} \approx \pi^2 D^2_{th} n^2 / 0,5 \qquad (6.32)$$

Từ (6.32) thấy rằng, với sự giảm D_{th}, ví dụ khoảng 1,4 lần thì độ chênh nhiệt trong tầng tuabin giảm 2 lần, dẫn tới tăng số lượng tầng tuabin và làm tăng giá thành. Trên cơ sở các tính toán kinh tế kỹ thuật, trong các tuabin hiện đại đối với các tầng làm việc với áp suất cao thì đường kính trung bình của tầng lấy bằng 1000 ÷ 1200 mm, còn chiều cao nhỏ nhất của cánh khoảng 50 ÷ 60 mm.

Khi thiết kế các tầng cuối, đặc biệt là tầng cuối cùng khi áp suất hơi rất nhỏ còn thể tích riêng rất lớn sẽ xuất hiện vấn đề cần đảm bảo lượng hơi đi qua cho trước khi chiều cao cánh đã tới giới hạn. Điều này được xác định theo điều kiện về độ bền, ngoài ra tải trọng của lực hướng tâm dồn lên cánh quay tỷ lệ thuận với bình phương vận tốc góc u.

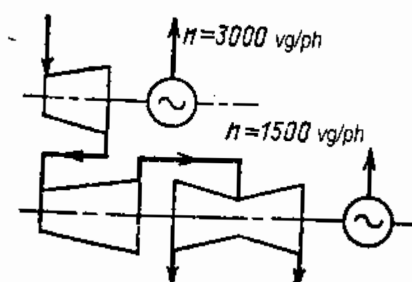
Hiện nay cánh của tầng cuối cùng được thiết kế có chiều cao khoảng 1 m khi đường kính trung bình khoảng gần 2,3 m và tần số vòng quay rôto $n = 50$ s^{-1}. Khi đó vận tốc vòng bằng:

$$u = \pi.50.\ 2,3 = 360 \text{ m/s}$$

Khi vận tốc hơi ra từ ống phun $c_1 \approx 500$ m/s (đối với ống phun thu hẹp thì giá trị này thực tế đã là giới hạn), tỷ số $u/c_f \approx 360/500 \approx 0,72$ và giá trị này lớn hơn hẳn giá trị tối ưu đối với tầng xung lực ($\approx 0,5$). Do đó tầng cuối cùng được thiết kế với độ phản lực rõ rệt. Trong trường hợp này giá trị tối ưu u/c_f tăng lên khoảng 0,7 ÷ 0,8, tức là xấp xỉ với giá trị thực tế.

Để tăng khả năng cho đi qua của các tầng cuối cùng cần phải lấy giá trị c_2 và do đó là Δh_{ra}. Khi đó hiệu suất kinh tế của tuabin về tổng thể lại hơi giảm.

Xuất phát từ điều kiện làm việc của các tầng cuối và ống dẫn ra của tuabin, vận tốc ra được lấy bằng $c_2 = 250 \div 310$ m/s.



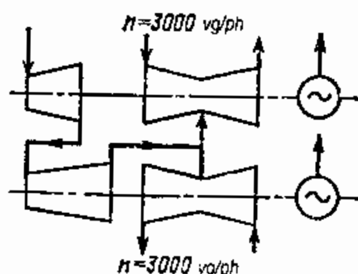
Hình 6.21. Ví dụ sơ đồ thiết bị tuabin hai trục với các trục có tốc độ khác nhau

Nếu khả năng cho đi qua của tầng cuối cùng không đủ, để tăng khả năng này của tuabin thì trong phần xilanh (thân) áp suất thấp cần phải bố trí lặp lại các tầng cuối cùng bằng cách sử dụng một, hai thậm chí ba xilanh (thân) áp suất thấp kiểu hai dòng chuyển động (hình 6.21). Việc phân chia tuabin nằm trên hai trục cũng mang lại những ưu điểm như ta đã biết. Khi đó trên trục vận tốc cao ($n = 50$ s^{-1}) sẽ bố trí các tầng có các thông số hơi cao hơn, còn trên trục vận tốc thấp ($n = 25$ s^{-1}) bố trí các tầng áp suất thấp. Việc giảm tốc độ của trục (thân áp suất thấp) đi hai lần sẽ làm tăng khả năng cho phép đi qua của tuabin, tương ứng là làm tăng công suất lên khoảng 4 lần, và thực hiện theo kiểu tuabin hai dòng chuyển động sẽ đảm bảo sử dụng độ chân không sâu khi tổn thất ra Δh_{ra} là chấp nhận được.

Một ví dụ về sơ đồ tuabin với các trục có tốc độ khác nhau được trình bày trên hình 6.21. Phân bố công suất giữa trục trên (trục tốc độ cao) và trục dưới có thể có các cách khác nhau, tuy nhiên thường thì tỷ lệ phân bố là 1:3, 2:3, hoặc 1:1. Tuy vậy đối với các tuabin công suất lớn (800 MW hoặc hơn) việc thực hiện trục vận tốc thấp tốc với 25 s^{-1} làm cho cấu trúc tuabin rất lớn và cực kỳ tốn kém.

Khi đó tuabin sẽ thiết kế theo kiểu phân bố hơi đan chéo giữa các tầng và các tầng được bố trí trên các trục có tần số quay như nhau ($n = 50$ s^{-1}) (hình

6.22). Với sơ đồ kiểu này việc sử dụng hơi tương đối kinh tế cả trong các tầng thông số hơi thấp lẫn các tầng có thông số hơi cao. Trong các tầng với thông số hơi cao thì tốc độ cao sẽ đảm bảo lưu lượng hơi qua lớn, còn trong các tầng có thông số hơi thấp sẽ tăng số các tầng xả công suất giới hạn và giảm kích thước của chúng.



Hình 6.22. Sơ đồ thiết bị tuabin hai trục với kiểu phân bố hơi đan chéo

Trong nhà máy điện nguyên tử kiểu VVER, các tuabin có độ chênh nhiệt nhỏ và lượng tổn thất ra lớn, do vậy để tăng tính kinh tế và giảm số lượng xilanh (thân) có thể sử dụng tuabin tốc độ thấp (n = 25 s^{-1}) với máy phát điện kiểu bốn cực.

6.4. CƠ CẤU PHÂN BỐ HƠI VÀ ĐIỀU CHỈNH

6.4.1. Cơ cấu phân bố hơi

Sự thay đổi lưu lượng hơi qua tuabin phụ thuộc vào tải của nó (công suất), được thực hiện bởi hệ thống phân bố hơi và điều chỉnh tuabin.

Hệ thống phân bố hơi bao gồm các van và các đường ống dẫn hơi tới tuabin. Hệ thống điều chỉnh bao gồm các bộ điều chỉnh và các thiết bị truyền tác động cần thiết lên các bộ phận phân bố hơi, tức là các van.

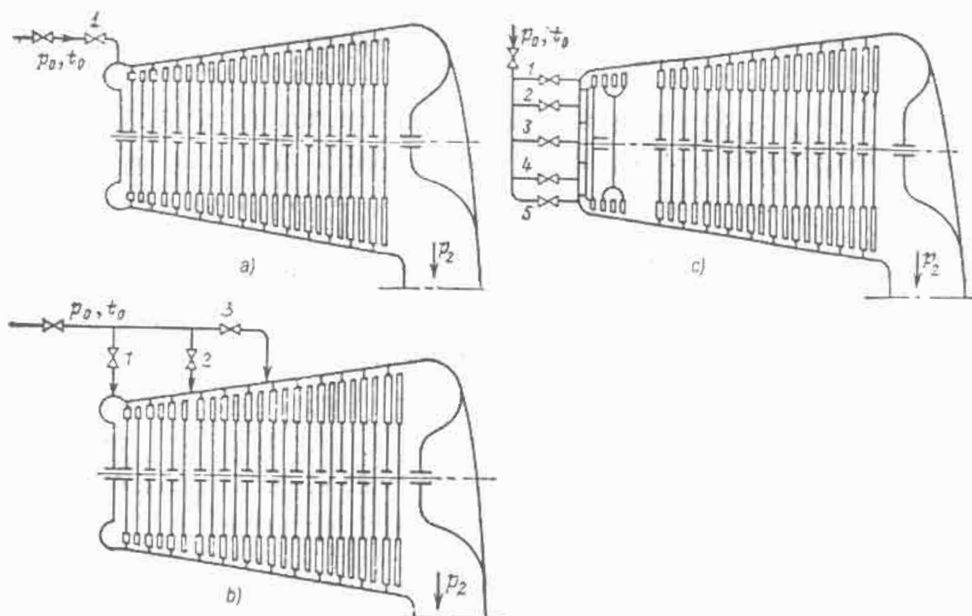
Thông thường phân ra ba phương pháp phân bố hơi: tiết lưu, rẽ nhánh và ống phun (hình 6.23).

Trong phân bố hơi loại tiết lưu, hơi mới được đưa vào tầng thứ nhất của tuabin, qua van chuyên dụng thực hiện chức năng tiết lưu toàn bộ lượng hơi mới, nghĩa là giảm áp suất ở i = hằng số (hình 6.23a).

Trong phân bố hơi kiểu rẽ nhánh, hơi qua các van tiết lưu vào tầng thứ nhất và một (hoặc vài) tầng tiếp theo của tuabin (hình 6.23b).

Trong phân bố hơi kiểu phun, hơi được đưa qua các van lắp song song liên tiếp vào các ống phun của tầng thứ nhất (hình 6.23c). Phụ thuộc vào số lượng van đang mở để thay đổi số lượng ống phun mà hơi mới qua đó để vào tầng thứ nhất (tầng điều chỉnh) của tuabin.

Trong các tuabin hiện đại thường chỉ dùng phân bố hơi kiểu tiết lưu và kiểu ống phun. Quá trình giãn hơi ở chế độ công suất kinh tế (tính toán) trong trường hợp phân bố hơi kiểu tiết lưu được thể hiện bằng đường thẳng (*ab*) trong biểu đồ *i-s* (hình 6.24). Trong trường hợp này độ giáng nhiệt đề xuất là H_0 và độ giáng nhiệt đã sử dụng – H_i.



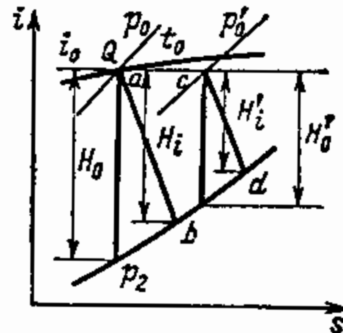
Hình 6.23. Sơ đồ nguyên lý phân bố hơi trong tuabin

a - phân bố hơi dạng tiết lưu; b - phân bố hơi kiểu rẽ nhánh; c - phân bố hơi kiểu ống phun; 1 ÷ 5 - các van tiết lưu.

Khi cần giảm công suất, nghĩa là giảm lưu lượng hơi qua tuabin người ta giảm độ mở van tiết lưu, điều đó dẫn đến giảm áp suất hơi sau van khi i = hằng số, do đó giảm cả độ giáng nhiệt đề xuất H'_0 và độ giáng nhiệt sử dụng H'_i

(đường *cd* trên hình 6.24). Tỷ số $\eta_{t.l} = H'_0/H_0$ gọi là *hệ số tiết lưu*. Rõ ràng rằng khi giảm tải hiệu suất trong tương đối của tuabin bằng:

$$\eta'_{oi} = \frac{H'_i}{H_0} = \frac{H'_i}{H'_0}.\frac{H'_0}{H_0} = \eta^{cd}_{oi}.\eta_{t.l}. \qquad (6.33)$$



Hình 6.24. Quá trình hơi trong tuabin khi phân bố hơi tiết lưu

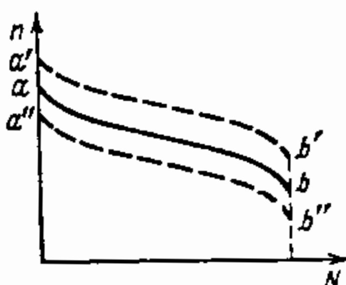
Đại lượng η^{cd}_{oi} chỉ ra mức độ hoàn thành công việc phần chảy của tuabin khi giảm lưu lượng hơi. Thông thường $\eta^{cd}_{oi} < \eta^{db}_{oi}$, nhưng trường hợp xấu hơn không xảy ra vì dù sao độ kinh tế của tuabin khi giảm tải trong chế độ phân bố hơi tiết lưu sẽ giảm do ảnh hưởng của $\eta_{t.l}$, hơn nữa $\eta_{t.l}$ sẽ giảm rõ rệt khi tải tuabin thay đổi nhiều (hơn 30 ÷ 40%). Vì vậy, phương pháp phân bố hơi này ưu việt khi áp dụng cho các tuabin chạy phủ đáy biểu đồ phụ tải, nghĩa là trong điều kiện tải thay đổi tương đối ít so với chế độ tính toán. Khi phân bố hơi kiểu ống phun, trong điều kiện giảm tải, một hoặc hai van có thể đóng hoàn toàn và việc điều chỉnh lưu lượng hơi được thực hiện bằng cách mở từ từ một van, nhờ đó có thể điều tiết được lượng hơi (phụ thuộc vào số lượng van). Tóm lại, thông thường độ kinh tế của tuabin có hệ thống phân bố hơi kiểu ống phun sẽ cao hơn so với tuabin với hệ thống phân bố hơi kiểu tiết lưu trong trường hợp tải thay đổi.

Có thể có trường hợp ngoại lệ đối với tuabin phân bố hơi kiểu tiết lưu có điều chỉnh tuabin bằng áp suất hơi mới. Khi tuabin vận hành đầy tải, tổng tổn thất trong tất cả các van khi phân bố hơi bằng ống phun sẽ lớn hơn so với tổn thất trong van tiết lưu, và khi đó tính kinh tế vận hành phân bố hơi kiểu tiết lưu sẽ cao hơn.

6.4.2. Điều chỉnh tuabin

Việc điều chỉnh tuabin được đảm bảo bởi các thiết bị phân bố hơi, làm thay đổi lưu lượng hơi khi tải của tuabin thay đổi. Để thực hiện mục đích đó, thường áp dụng sự phụ thuộc thay đổi tần số quay vào công suất (tải) tuabin, nghĩa là $n = f(N)$. Mối tương quan này gọi là *đặc tính điều chỉnh tĩnh* của tuabin, ngoài ra công thức của nó phụ thuộc vào tính chất và loại hệ thống điều khiển tự động.

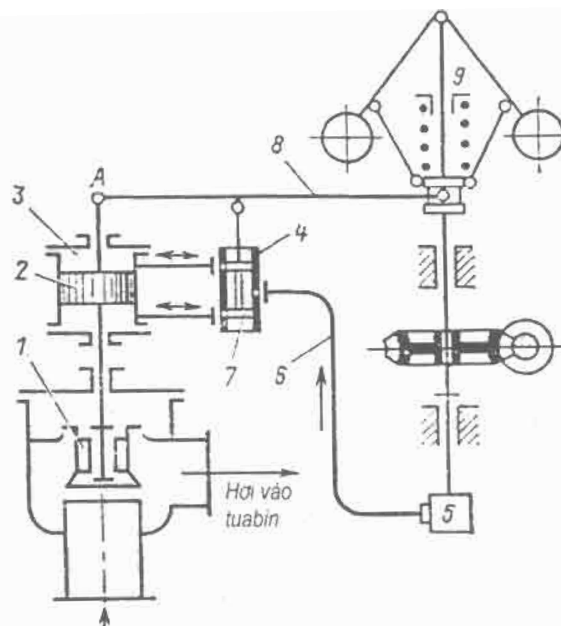
Một dạng đặc tính điều chỉnh tĩnh của tuabin thể hiện trên hình 6.25 (đường *ab*).



Hình 6.25. Sự thay đổi vị trí đặc tính điều chỉnh tĩnh

Trong sơ đồ điều chỉnh ở hình 6.26, sự chuyển dịch cần van điều chỉnh *1* được thực hiện bằng cơ cấu dẫn động chạy dầu gọi là động cơ thừa hành. Cuối cùng là xilanh *3*, trong đó dầu chịu áp lực sẽ làm dịch chuyển pittông *2* nối với van điều khiển. Dầu được đưa vào động cơ thừa hành bằng bơm dầu *5* qua dẫn động dầu *6* và hộp trượt *4*.

Khi van trượt *7* của xilanh ở vị trí giữa, dầu sẽ vào cả hai đầu xilanh, động cơ thừa hành đóng và pittông nằm ở vị trí xác định, tương ứng với sự cân bằng giữa tải và công suất. Sự thay đổi vị trí khớp nối của bộ điều chỉnh vận tốc ly tâm *9* dẫn đến sự dịch chuyển van trượt *7* nhờ vào thanh đòn *8*. Sự dịch chuyển này được thực hiện do dầu chảy vào pittông của động cơ thừa hành, nghĩa là bộ điều chỉnh không trực tiếp làm dịch chuyển van phân bố hơi mà chỉ hướng cho dầu chảy vào. Cuối cùng thanh đòn *8* liên kết với cần van điều chỉnh tại điểm *A* sẽ đảm bảo sự liên kết ngược của van trượt với động cơ thừa hành.



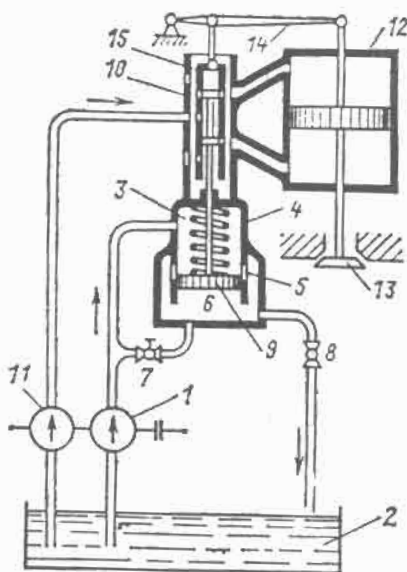
Hình 6.26. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều chỉnh tuabin hơi

Xem xét tác động của bộ điều chỉnh khi thay đổi tải của tuabin với một lượng bằng ΔN khi tuabin vận hành độc lập với các hộ tiêu thụ. Khi giảm tải sẽ phá vỡ sự cân bằng của mômen quay lên trục tuabin và mômen phản lực của máy phát, do đó tần số quay của tuabin sẽ tăng. Điều chỉnh sự tăng tần số quay tuabin bằng bộ điều chỉnh ly tâm, tải của nó thay đổi và khớp nối bộ điều chỉnh dịch chuyển lên trên kéo theo thanh đòn *8* và van trượt *7*. Dầu từ bơm vào phía trên của động cơ thừa hành và pittông của nó bắt đầu chuyển động xuống dưới tác động đến van điều khiển hơi vào tuabin. Khi đó điểm *A* cũng bắt đầu dịch chuyển xuống dưới và qua thanh đòn *8* tác động van trượt *7* trở về vị trí ban đầu, nghĩa là thực hiện sự liên kết ngược thiết lập sự cân bằng mới cho vị trí pittông của động cơ thừa hành khi van trượt *7* ở vị trí giữa, tương ứng sự cân bằng mới giữa tải thấp và sự giảm công suất tuabin.

Trong sơ đồ điều chỉnh đã nghiên cứu, thiết bị *9* được gọi là bộ đồng bộ. Dẫn động của bộ đồng bộ được thực hiện hoặc nhờ bánh quay bằng tay, hoặc nhờ động cơ điện điều khiển từ xa. Bộ đồng bộ có thể thay đổi vị trí khớp nối của bộ điều chỉnh một cách cưỡng bức, nghĩa là vị trí đặc tính điều chỉnh tĩnh

(điều này được thể hiện bằng đường nét đứt trên hình 6.25). Như vậy có thể thay đổi tần số quay của tuabin mà không thay đổi công suất của nó. Sự thay đổi đó thường được áp dụng để đồng bộ hoá máy phát điện chế độ không tải.

Khi vận hành máy phát điện xoay chiều trong hệ thống điện lớn, tần số quay của thiết bị được xác định bởi tần số dòng điện trong hệ thống và vì tần số dòng điện trong hệ thống hầu như không đổi, nên tuabin cần vận hành với tần số quay không đổi với tải bất kỳ. Trong trường hợp này, khi tải thay đổi đáng kể, có thể dẫn đến sự thay đổi tần số không đáng kể, sự thay đổi này được xác định bởi độ dốc của đặc tính tĩnh của tuabin hoặc bởi mức độ không đồng đều của đặc tính tĩnh. Nếu ký hiệu tần số quay tuabin đối với đặc tính tĩnh cho trước trong chế độ không tải là $n_{kh.t}$ và tải định mức là $n_{d.m}$, thì độ không đồng đều sẽ là $\delta = (n_{kh.t} - n_{d.m})/n_{tB}$, ở đây tần số quay tuabin $n_{tB} = (n_{kh.t} + n_{d.m})/2$. Trong tuabin hơi, độ không đồng đều thường nằm trong khoảng 4 ÷ 6%.



Hình 6.27. Sơ đồ điều chỉnh thuỷ động lực đơn giản

Trong các tuabin hiện đại, chức năng của bộ điều chỉnh tốc độ thực hiện bởi bơm dầu ly tâm, cột áp của bơm tỷ lệ thuận với bình phương tần số quay. Hệ thống điều chỉnh bằng bơm để điều chỉnh tốc độ gọi là điều chỉnh thuỷ động lực (hình 6.27). Hệ thống này bền và ổn định hơn hệ thống điều chỉnh

bằng cơ khí đã trình bày ở phần trên. Trong hệ thống này, từ bể chứa *2*, bằng bơm *1* dầu được chia làm hai dòng. Dòng thứ nhất được đưa vào khoang *3* qua cửa *5* của bộ điều chỉnh áp suất *4* để vào khoang *6*. Dòng thứ hai qua van tiết lưu *7* (van này tạo nên áp suất trong khoang *6*) vào khoang *6*. Sau đó dòng dầu nhập lại và dòng chung qua van giảm áp *8* (van này giữ cho áp suất trong khoang *6* không đổi) chảy ngược về bể chứa *2*. Pittông *9* chịu áp lực bằng độ chênh áp trong khoang *3* và *6*.

Khi tăng tải, tần số quay của bơm *1* giảm, áp suất dầu trong khoang *3* cũng giảm, nhưng áp suất trong khoang *6* vẫn không đổi. Vì vậy pittông *9* chạy lên và dịch chuyển van trượt *10* cho phép dầu chảy vào nhờ bơm dầu chính *11* phía trên động cơ thừa hành *12*; từ phía dưới động cơ thừa hành dầu sẽ chảy ra. Pittông của động cơ thừa hành được thả ra và van điều chỉnh *13* tăng lưu lượng hơi.

Cần của van điều chỉnh nối với thanh đòn *14* bằng một tay đòn ngắn là đoạn nối tiếp của ống lót *15*. Khi thả cần van *13*, ống lót cũng thả ra và vì liên quan với van trượt *10*, nó lại trở về vị trí ở giữa.

Khi giảm tải, quá trình điều chỉnh xảy ra theo trình tự ngược lại. Thay đổi vị trí van điều tiết *7* có thể làm thay đổi áp suất dầu trong khoang *6* và tương ứng là thay đổi số vòng quay tuabin, như vậy là thay đổi tải tuabin.

Cần nhấn mạnh rằng, để đảm bảo an toàn cháy nổ trong các thiết bị hiện đại, hệ thống điều chỉnh sử dụng các chất lỏng không cháy. Trong một vài hệ thống, để điều chỉnh, người ta dùng nước ngưng của tuabin (ví dụ hệ thống điều chỉnh của tuabin K - 300 - 240 và K - 500 - 240 XTГЗ). Ngoài ra còn có hệ thống điều chỉnh tuabin bằng điện và điện tử.

6.4.3. Vận hành tuabin trong các chế độ khác nhau

Công suất trong của tuabin N_i, kW, tỷ lệ với lưu lượng hơi và độ giảm entanpi chuyển thành công:

$$N_i = G_{ô.ph} H_i, \tag{6.34}$$

ở đây $G_{ô.ph}$ - lưu lượng hơi trong một giây, kg/s; H_i - độ giáng nhiệt do chuyển hoá thành công ở trục tuabin, J/kg.

Độ giáng nhiệt $H_i = H_0\eta_{oi}$ phụ thuộc vào η_{oi}, nghĩa là độ kinh tế của tuabin.

Thông thường, độ giáng nhiệt H_i được xác định cho chế độ làm việc theo tính toán của tuabin với tổn thất thấp nhất hoặc khi giá trị η_{oi} tối ưu. Chế độ đó gọi là chế độ tính toán hoặc chế độ kinh tế. Khi tải (công suất) của tuabin thay đổi so với chế độ tính toán (kinh tế) thì không chỉ làm thay đổi lưu lượng hơi mà còn ảnh hưởng xấu đến độ kinh tế của tuabin. Lưu lượng hơi qua tuabin thay đổi sẽ kéo theo sự phân bố lại áp suất và độ giáng nhiệt của các tầng tuabin. Mối tương quan gần đúng giữa lưu lượng hơi và áp suất trong từng tầng của tuabin được tính theo công thức:

$$\frac{G_0}{G_0''} \approx \sqrt{\frac{T_0''}{T_0}}\sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{02}^2}{p_{n1}^2 - p_{n2}^2}} \qquad (6.35)$$

ở đây G_0'' và G_0 – lưu lượng hơi qua tuabin (hoặc các ngăn của tuabin) ở chế độ tính toán và chế độ đang xem xét; T_0'' và T_0 - nhiệt độ hơi tuyệt đối trước ống phun trong chế độ tính toán và chế độ đang xem xét; p_{n1} và p_{01} – áp suất hơi trước ống phun trong chế độ tính toán và chế độ đang xét; p_{n2} và p_{02} – áp suất hơi sau các cánh động của ngăn đang xét (hoặc của toàn bộ tuabin) trong chế độ tính toán và chế độ đang xét.

Thông thường tỷ số T_0''/T_0 gần bằng 1 vì vậy công thức (6.35) thường được thể hiện ở dạng:

$$\frac{G_0}{G_0''} \approx \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{02}^2}{p_{n1}^2 - p_{n2}^2}} \qquad (6.36)$$

Từ đó khi biết được G và p đối với chế độ tính toán sẽ dễ dàng tính được:

$$p^2_{01} = p^2_{02} + \frac{p_{n1}^2 - p_{n2}^2}{(G_0'')^2}\, G^2_0 \qquad (6.37)$$

hoặc:

$$p^2_{01} \approx p^2_{02} + k^2\, G^2_0 \qquad (6.38)$$

ở đây:

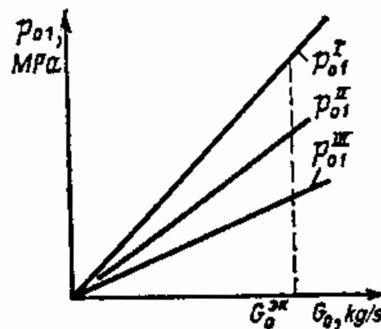
$$k = \frac{p_{01}^2 - p_{02}^2}{(G_0'')^2} \qquad 6.39)$$

Thông thường, trong chế độ làm việc của tuabin ngưng hơi, p_{02} nhỏ hơn nhiều so với p_{01}, khi đó công thức (6.38) trở nên đơn giản hơn nhiều:

$$p_{01} \approx k.G_0 \qquad (6.40)$$

Công thức (6.40) chỉ ra rằng, áp suất hơi trước một tầng bất kỳ của tuabin tỷ lệ thuận với lưu lượng hơi qua tầng đó. Trên cơ sở đó, mối tương quan giữa áp suất trước một tầng của tuabin với lưu lượng hơi có thể biểu thị bằng đồ thị trên hình 6.28, trên đồ thị đó p_{01}^{I}, p_{01}^{II} và p_{01}^{III} ký hiệu sự thay đổi áp suất hơi trước các tầng I, II, III phụ thuộc vào lưu lượng hơi G_0 qua các tầng tương ứng.

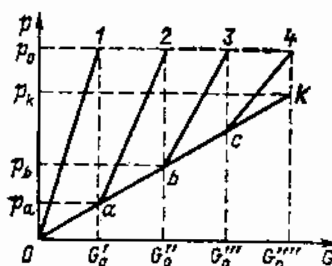
Sự thay đổi áp suất trong ngăn của tầng điều chỉnh khi phân bố hơi bằng ống phun được thể hiện bằng biểu đồ trên hình 6.29. Trên biểu đồ này, đường thẳng *OK* thể hiện sự thay đổi áp suất sau các đĩa cánh động của tầng điều chỉnh (nghĩa là trước ống phun của tầng không điều chỉnh thứ nhất) phụ thuộc vào lưu lượng hơi qua tuabin.



Hình 6.28. Đồ thị thay đổi áp suất trước các tầng của tuabin phụ thuộc vào lưu lượng hơi

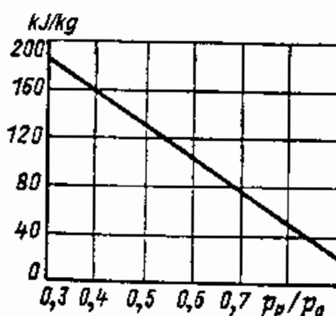
Tại van điều chỉnh thứ tư (hình 6.29), khi mở van *1*, áp suất trước nhóm thứ nhất của ống phun trong tầng điều chỉnh thay đổi theo đường *0-1*, nghĩa là khi lưu lượng hơi qua van *1* thay đổi từ 0 đến G'_0, tạo nên sự điều tiết áp suất hơi từ p_0 đến giá trị được xác định bởi tung độ của đường thẳng *0-1*. Tại điểm *1* với lưu lượng G'_0, sự điều tiết ở van này chấm dứt và bắt đầu mở van *2*, khi đó áp suất sẽ thay đổi theo đường thẳng *a-2*, nghĩa là từ p_a đến p_0. Khi van *2*

mở hoàn toàn, lưu lượng hơi qua tuabin sẽ tăng đến G_0''. Khi đó độ giảm áp tại ống phun do mở hoàn toàn van *1* sẽ giảm từ $\Delta p' = p_0 - p_a$ đến $\Delta p'' = p_0 - p_b$. Sau đó bắt đầu mở van *3* và cứ thế tiếp tục. Như thể hiện ở hình 6.29, sau khi mở hoàn toàn cả bốn van, lưu lượng hơi đạt giá trị cực đại G_0'', áp suất trước các ống phun của tầng không điều chỉnh thứ nhất sẽ đạt cực đại và bằng p_k, còn độ giảm áp trong các ống phun của tầng điều chỉnh trong tất cả các ngăn sẽ đạt giá trị nhỏ nhất $\Delta p'' = p_0 - p_k$.



Hình 6.29. Biểu đồ thay đổi áp suất trong các ngăn của tầng điều chỉnh

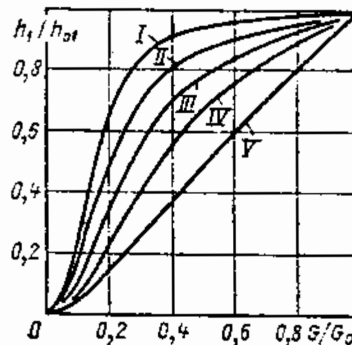
Tương ứng với sự thay đổi độ giảm áp trong tầng điều chỉnh, sự giáng nhiệt trong tầng này cũng thay đổi, nghĩa là khi van *1* mở hoàn toàn thì độ giáng nhiệt lớn nhất. Sự thay đổi độ giáng nhiệt phụ thuộc vào tỷ lệ áp suất p_p trong ngăn của tầng điều chỉnh và áp suất hơi trước ống phun p_0 như thể hiện ở hình 6.30. Khi đó hiệu suất trong tương đối của tầng đó cũng thay đổi.



Hình 6.30. Sự thay đổi độ chênh entanpi trong tầng điều chỉnh

Đối với các tầng còn lại của tuabin, quy luật sẽ có sự khác biệt. Như trên hình 6.31 thể hiện sự thay đổi độ chênh entanpi tương đối phụ thuộc vào lưu lượng hơi tương đối đối với các tầng không điều chỉnh. Đồ thị này phù hợp với

tuabin có số tầng bằng năm, khi đó cho phép độ giáng áp bằng nhau trong tất cả các tầng khi cho toàn bộ hơi qua. Như thể hiện trên hình vẽ, độ giáng áp trong tầng không điều chỉnh thứ nhất cũng như các tầng trung gian của tuabin sẽ thay đổi rất ít, mặc dù lượng hơi thay đổi trong phạm vi tương đối rộng (đến G/G_0 = 0,4), nghĩa là độ giáng áp gần như không đổi (đường thẳng *I*, *II*, *III* trên hình 6.31).



Hình 6.31. Sự thay đổi độ chênh entanpi trong các tầng không điều chỉnh

Chỉ đối với các tầng cuối (đường thẳng *IV* và *V* trong hình 6.31) sự thay đổi lưu lượng hơi sẽ dẫn đến sự thay đổi độ giáng áp trong tầng theo tỷ lệ thuận. Kết quả là hiệu suất trong tương đối của hầu hết các tầng không điều chỉnh đều rất ổn định, hầu như không thay đổi khi lưu lượng hơi giảm đến giá trị tính toán 0,4. Ngược lại, hiệu suất của các tầng cuối lại thay đổi rất rõ do sự phá vỡ tỷ lệ u/c_f tối ưu, vì tỷ lệ này liên quan rất chặt chẽ với sự thay đổi độ chênh entanpi trong tầng.

Như vậy, sự thay đổi lưu lượng hơi trong vận hành tuabin với tải không ổn định làm thay đổi rõ rệt độ giáng nhiệt và tính kinh tế của tầng điều chỉnh và tầng cuối tuabin, nhưng ảnh hưởng tương đối nhỏ tới các tầng không điều chỉnh trung gian cả về độ giáng nhiệt cũng như tính kinh tế.

Khi vận hành tuabin, các thông số hơi mới và áp suất trong các tầng điều chỉnh phải được giữ ổn định trong giới hạn cho trước. Khi áp suất trong tầng điều chỉnh của tuabin tăng lên 5% so với định mức thì cần phải tiến hành vệ sinh cáu cặn.

Độ bền và độ vận hành an toàn của tuabin được duy trì bởi hệ thống điều chỉnh tự động bao gồm: van an toàn đảm bảo ngừng cấp hơi cho tuabin khi

tăng vòng quay lên 11 ÷ 12% so với định mức và khi hạ áp suất dầu trong hệ thống điều chỉnh đến 0,3 MPa. Ngoài van an toàn, độ bền của tuabin còn được đảm bảo bởi một loạt các thiết bị bảo vệ tự động sau đây:

Rơle điều chỉnh bằng hơi - dầu để tự động khởi động bơm dầu dự phòng khi áp suất dầu trong hệ thống bôi trơn tuabin giảm dưới mức cho phép (mức nguy hiểm);

Rơle di chuyển trục dừng tuabin bằng cách đóng van chặn khi rôto di chuyển đến khoảng cách có thể giữ cho phần quay dừng lại;

Rơle chân không (rơle áp suất) dừng tuabin khi áp suất trong bình ngưng tăng nhanh;

Van an toàn khí quyển là loại van màng chắn, tự động mở (vỡ màng) khi áp suất trong bình ngưng tăng cao hơn mức cho phép khi van chân không không làm việc.

Các van điện từ một chiều để bảo vệ tuabin khỏi sự tăng dòng hơi ngược chiều từ hệ thống đường ống và các bộ gia nhiệt khi giảm tải. Khi dừng tải bằng cách khoá dầu máy phát, các tiếp điểm đóng lại dẫn đến khởi động cơ cấu điện từ tác động van ngược chiều để đảm bảo đóng cưỡng bức.

Các van ngắt tự động bảo vệ tuabin khỏi sự tăng dòng hơi từ vòng quá nhiệt khi giảm tải. Các van ngắt sẽ ngừng cấp hơi vào tuabin khi vòng quay tăng lên 5 ÷ 6% so với định mức và chuyển vòng quá nhiệt xả hơi vào bình ngưng.

Ngoài các thiết bị an toàn kể trên, còn có các thiết bị khác đều với mục đích đảm bảo sự vận hành an toàn và độ bền cho tuabin.

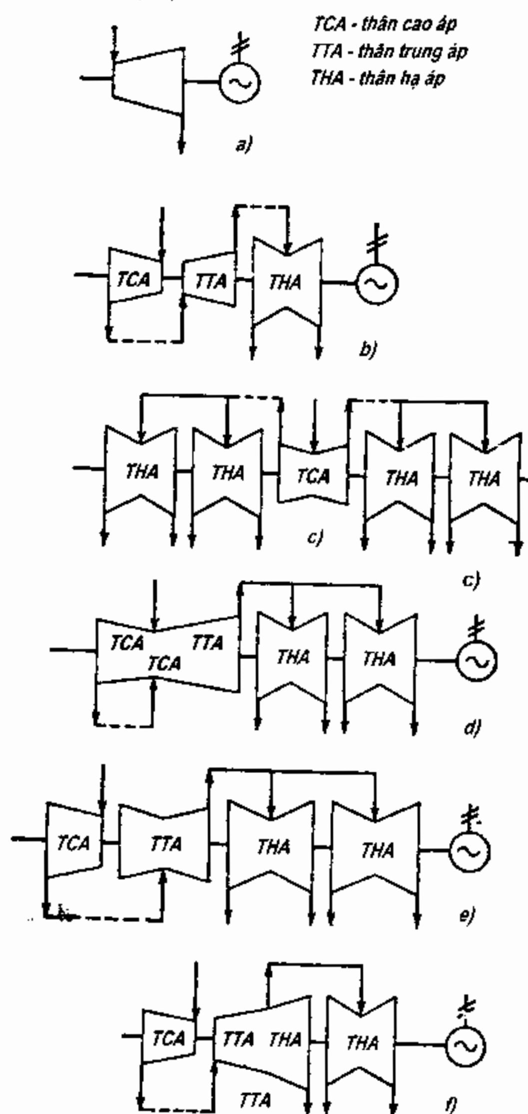
6.5. CẤU TRÚC TUABIN HƠI VÀ CÁC THÀNH PHẦN CHÍNH

Tuabin hơi là một thiết bị phức tạp. Các thành phần chính gồm vỏ tuabin với các thiết bị phân bố hơi, rôto, các ổ bi và hệ thống chèn. Dưới đây giới thiệu sơ bộ đặc tính của các thiết bị này.

6.5.1. Vỏ (thân) tuabin

Tuabin ngưng hơi thuần tuý công suất thấp (khoảng 50 MW) chỉ có một thân (hình 6.32a). Theo nguyên tắc những tuabin này nối với máy phát hoặc

thiết bị truyền động tại đuôi tuabin là cổ thoát hơi. Trong thiết bị nhiều thân một trục, thông thường các thân được đặt theo dòng hơi, đầu tiên là thân cao áp, sau đến thân trung áp và tiếp đến là một hoặc vài thân hạ áp rồi sau đó đặt máy phát điện (hình 6.32b, e, d).



Hình 6.32. Sơ đồ hướng dòng hơi thông dụng của tuabin một trục

a- cấu trúc một thân; b- cấu trúc nhiều thân đặt nối tiếp và thân cao áp, trung áp theo hướng ngược dòng; c- cũng như vậy với thân đầu tiên nằm ở phần giữa của thiết bị; d- cũng như vậy với việc cấp hơi vào phần giữa của thân cao áp; e- cũng như vậy với số dòng thân hạ áp là lẻ.

Hiện nay phần lớn các thiết bị một trục được thiết kế không nhiều hơn bốn thân. Trong trường hợp đó, trục dẫn động bao gồm một vài thành phần cơ bản là rôto tuabin, rôto máy phát, có năm đoạn chính. Trong các thiết bị lớn có năm thân thì trục dẫn động gồm sáu đoạn (hình 6.32c). Các tuabin K-800-240 và K-1200-240 thuộc loại này.

Việc tăng số thân liên quan đến tăng số ổ trục, số rôto nối. Khi đó tăng yêu cầu độ chính xác khi bảo dưỡng thiết bị, khi cân bằng rôto với đế... và như vậy sẽ làm tăng độ phức tạp để đảm bảo độ bền cho toàn bộ thiết bị tuabin.

Hướng dòng hơi trong tuabin nhiều thân được xác định bởi các yếu tố như: giảm lực tác động lên ổ trục, ngăn sự dịch chuyển trục dẫn động, giảm biến dạng nhiệt, sự sắp xếp các thiết bị phân bố hơi ...

Thông thường sắp xếp hướng dòng hơi ngược chiều (hình 6.32b) để lực của trục được phân bố đều.

Trong một vài tuabin, thân hạ áp có số lượng không chẵn (hình 6.32e). Ví dụ như tuabin K-300-240 của Nhà máy tuabin Lêningrat (ЛМЗ) và nhà máy tuabin Khacốp (ХТЗ), các tuabin này có ba thân hạ áp. Với công suất tuabin là 300 MW, quyết định này là hợp lý vì nếu giảm số thân hạ áp xuống còn hai thì sẽ làm tăng tổn thất theo vận tốc thoát lên khoảng hai lần và tăng tổng lực tác động lên các cánh tuabin thân hạ áp lên khoảng 1,5 lần. Nếu thân hạ áp của tuabin K-300-240 có bốn thân thì sẽ cần thêm một thân làm tăng chi phí thiết bị một cách rõ rệt. Tuy nhiên cũng phải lưu ý rằng, số lượng thân không chẵn sẽ yêu cầu kết hợp trong một thân vừa hạ áp vừa trung áp, như vậy sẽ phức tạp việc bố trí hơi vào thân hạ áp.

Các thân của tuabin có thể được chế tạo loại một lớp (một vỏ) với thiết bị màng chắn trực tiếp vào thân hoặc vỏ, trong đó có đặt một vài màng chắn và cũng có loại hai lớp (hai vỏ). Đối với loại hai vỏ, hơi được đưa vào bên trong vỏ làm bằng thép có tỷ lệ hợp kim cao. Cấu trúc đó thường áp dụng cho thân cao áp và trung áp vì hơi vào đó là hơi áp lực cao.

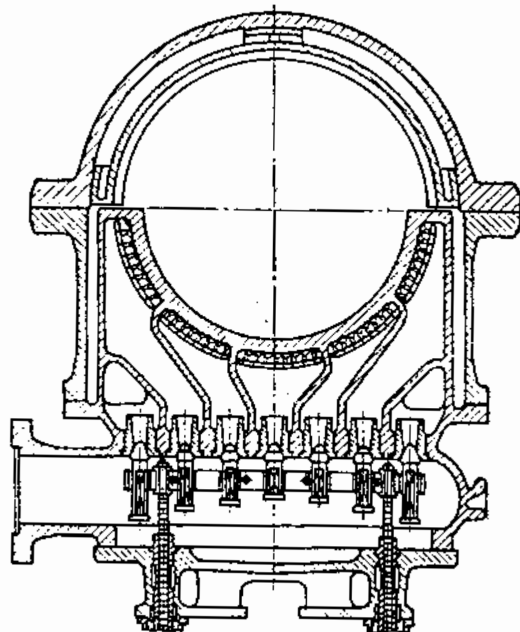
Giữa lớp trong và lớp ngoài là hơi trung áp vào một trong các tầng trung gian của tuabin. Vì vậy, loại thân có cấu trúc hai vỏ cho phép phân chia độ giảm áp và độ giảm nhiệt giữa các lớp. Độ dày lớp vỏ và kích thước của mặt bích nối cả vỏ bên trong lẫn bên ngoài sẽ giảm nhiều so với loại một vỏ, như

vậy cho phép tăng tốc độ khởi động tuabin. Trong trường hợp đó, vỏ ngoài có thể được chế tạo từ thép cacbon.

Phần lớn các vỏ áp suất cao có chỗ tháo rời chiều ngang, độ kín được đảm bảo bằng các mặt bích dày, tuy nhiên khi khởi động có thể xuất hiện chênh lệch nhiệt độ không được phép. Để loại trừ điều đó, khi khởi động các mặt bích của tuabin được làm nóng sơ bộ (thông thường bằng hơi đưa vào qua thiết bị chuyên dụng).

Trong thân trung áp, phía bên trong vỏ thường được nạp đầy sau khi làm nóng trong môi trường nhiệt độ cao và cũng làm như vậy đối với thân trung áp có hai thân. Trong thân hạ áp, có thể điền đầy cho loại một thân và hai thân.

Vỏ áp suất cao thông thường không có chỗ tháo theo chiều thẳng đứng vì việc đảm bảo độ kín cho vị trí gọi là chữ thập tại điểm cắt nhau của chỗ tháo theo phương ngang và phương đứng rất khó. Nhưng trong thân trung áp và cả trong trong tuabin thân đơn đều có các mặt bích đứng để chế tạo vỏ được thuận tiện. Trong thân hạ áp, việc phân chia vỏ theo phương đứng liên quan với việc cần giảm kích cỡ của thiết bị để vận chuyển được dễ dàng.



Hình 6.33. Mặt cắt ngang theo hộp ống phun và van của tuabin

Thân cao áp và trung áp được chế tạo bằng thép hợp kim đúc, đôi khi đúc-hàn. Vỏ thân hạ áp và cả các ống nối thoát của phần lớn các tuabin ngưng hơi thuần tuý được chế tạo từ thép cacbon đúc.

Đưa hơi vào thân cao áp được thực hiện bằng các hộp ống phun, sử dụng các hộp này không chỉ để phun mà còn để phân bố hơi. Các hộp phun có thể liền khối với một miệng cấp vào từ hộp van và có thể là các tấm ngăn phân bố ở các ống phun (hình 6.33). Trong các tuabin lớn, cũng giống như trong phần lớn các tuabin có hệ thống phân bố hơi bằng ống phun, mỗi van điều chỉnh có hộp phun. Để giảm tổn thất năng lượng, cần bố trí các hộp phun càng gần nhau càng tốt trên vòng tròn. Cấu trúc tốt nhất của các hộp phun là khi có độ chia nhỏ nhất và tổn thất đưa hơi vào khi mở tất cả các van gần như bằng 0.

Một vấn đề quan trọng đối với cấu trúc tuabin là đáp ứng về việc giãn nở nhiệt và đỡ. Độ hở nhỏ trong phần kín không phải luôn có cấu trúc đối xứng, nhiệt độ cao và độ dài lớn của tuabin yêu cầu phải giải quyết vấn đề này một cách thận trọng.

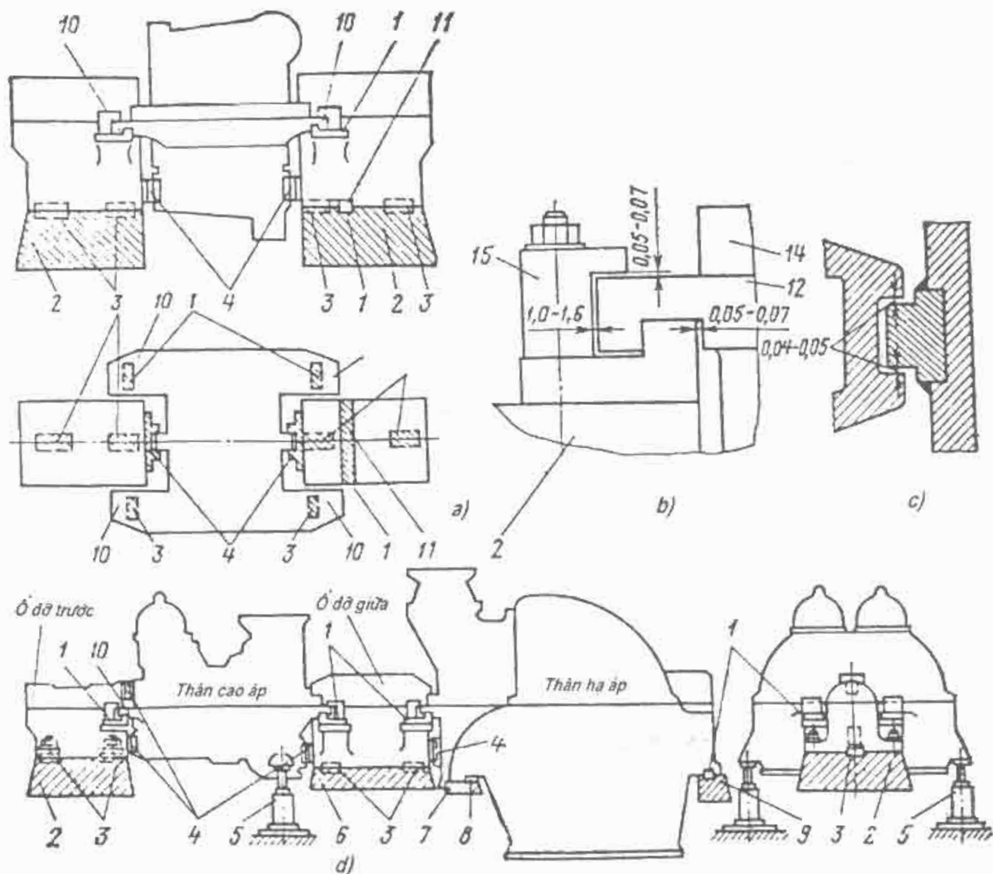
Tuabin thân đơn đối áp đơn giản nhất thường có vỏ tựa vào đế ổ trục liên kết trực tiếp với bệ (hình 6.34a), nhờ vấu (hình 6.34b) nằm trên đế ổ trục và hầu như tại chỗ tháo ngang. Giữa vấu và đế ổ trục đặt chêm ngang *1*, tạo nên độ nở ngang so với trục máy. Trong nhiều trường hợp có miếng đệm đứng phía dưới *4* để phục vụ cho mục đích này (hình 6.34c).

Vỏ ổ trục trước cũng như vỏ ổ trục sau đều có thể di chuyển tự do trên tấm đế có miếng nêm dọc *3* trên mặt phẳng trục của tuabin. Giữa vỏ ổ trục sau và tấm đế có miếng nêm ngang *1*; chỗ giao nhau của các miếng nêm ngang này với mặt phẳng đứng cắt qua trục tuabin cho ta *điểm chết* của tuabin (điểm cố định), từ điểm này vỏ nở ra theo tất cả các hướng.

Trong tuabin ngưng hơi thuần tuý, thân hạ áp tựa vào vấu bên cạnh trên khung bệ *7* và *9* (hình 6.34d). Điểm chết được tạo ra trong khu vực một trong các thân hạ áp (trong một thiết bị có cấu trúc dài với một vài thân hạ áp có thể có một vài điểm chết), là điểm giao nhau của nêm ngang *1* dưới vấu cạnh bên của thân hạ áp và mặt phẳng đứng cắt qua nêm ngang *3* và nêm dọc *4*.

Vỏ ổ trục trước và ổ trục giữa được đặt không chặt vào tấm đế *2*. Giữa đế ổ trục và tấm đế là miếng đệm dọc *3* để vỏ không cong vênh (hình 6.34a).

Trong một vài tuabin, vỏ ổ trục trước được đặt trên đế với sự trợ giúp của trụ dẻo.

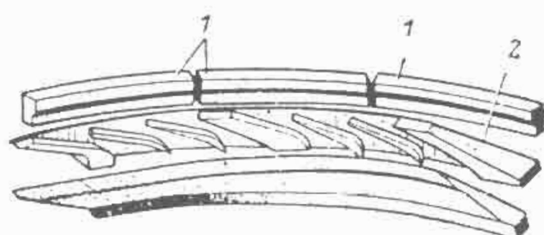


Hình 6.34. Các sơ đồ đỡ thân tuabin khác nhau

a - tuabin đối áp; b - ống tựa vỏ tuabin vào đế ổ trục áp dụng cho tuabin của ЛМЗ; c - miếng chêm thẳng đứng giữa vỏ tuabin và đế ổ trục; d - tuabin ngưng hơi thuần tuý hai thân; 1 - miếng chêm nằm ngang; 2-6, 7 và 9 - khung bệ; 10- vấu của thân; 11- điểm chết (cố định) của hệ thống gồm các phần cố định đối với đế của tuabin; 12- vỏ (đế) ổ trục; 13- vấu của nửa thân dưới; 14- mặt bích ngang của nửa thân trên; 15- vòng ép.

6.5.2. Phần dòng chảy và rôto tuabin

Lưới phun của tuabin hơi được chế tạo từ một số miếng gồm các cánh đã được phay (hình 6.35).

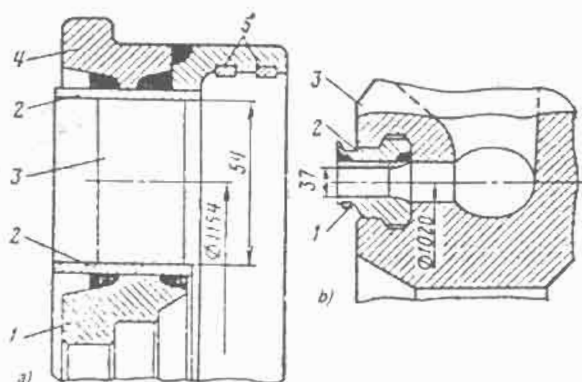


Hình 6.35. Cấu trúc các miếng lưới phun với các cánh đã được phay
1- các miếng của lưới phun; 2- các cánh đã được phay

Để bố trí dòng hơi tốt hơn và tăng độ cứng cho kết cấu phía trên các cánh bọc lớp kim loại chuyên dụng (vành) hàn vào cánh.

Trong các tầng điều chỉnh, các miệng phun chế tạo bằng cách hàn khi hàn vành vào cánh (hình 6.36a) hoặc khi chế tạo vành cùng việc phay các miếng cánh (hình 6.36b).

Trong các tầng không điều chỉnh, các cánh phun được đặt trong màng chắn hai nửa (trên và dưới). Các lưới có kết cấu hiện đại được hàn đối với các tầng cao áp và đúc các cánh vào thân màng chắn đối với các tầng hạ áp. Ví dụ về kết cấu hàn lưới phun của các tầng trung gian được thể hiện trên hình 6.37a.

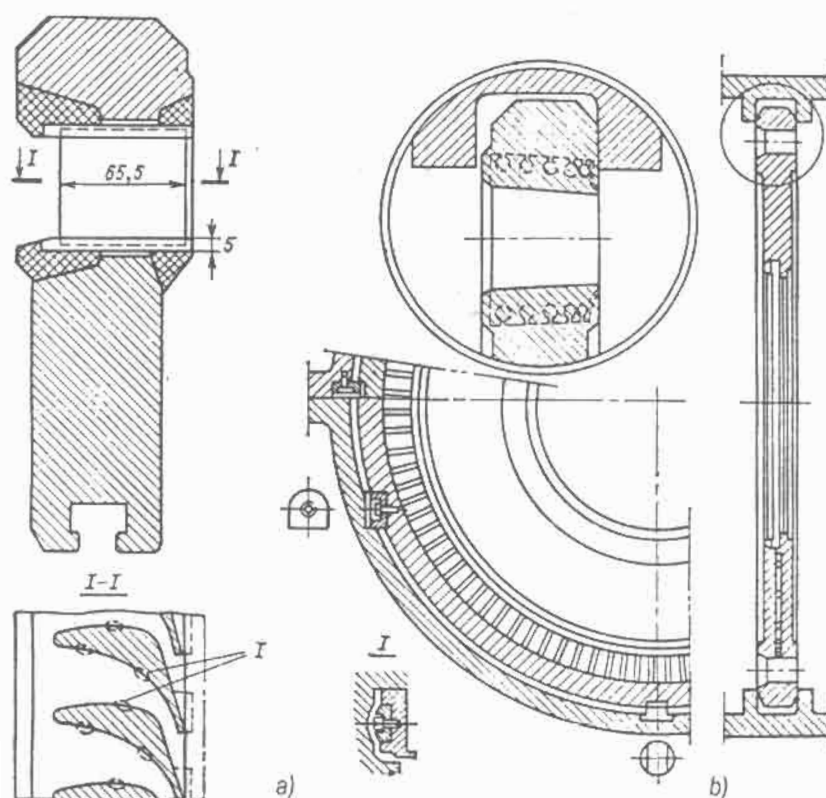


Hình 6.36. Kết cấu ống phun của tầng điều chỉnh.
a- ống phun với các cánh hàn: 1- thân vỏ; 2- vành; 3- các cánh phun; 4- vành cánh; 5- miếng chèn kín; b- ống phun có vành: 1- miếng chèn kín; 2- miếng phun; 3- hộp phun

Trên hình 6.37b thể hiện kết cấu lưới phun lắp vào thân màng. Kết cấu lưới phun đó áp dụng khi thông số hơi trong tầng trung gian không vượt quá 2 MPa và 250°C.

Lưới phun của tuabin phản lực được chế tạo từ các cánh gắn chặt trực tiếp vào vỏ tuabin (hình 6.38). Đối với các thiết bị có các rãnh được tiện sẵn ở vỏ, các cánh có dạng chữ T đặc biệt ở đuôi để bắt vào rãnh và gắn chặt ở đó bằng các khớp chuyên dụng. Vòng cánh được bọc bằng dải vành, gắn vào cánh và khớp với các rãnh giữa các cánh.

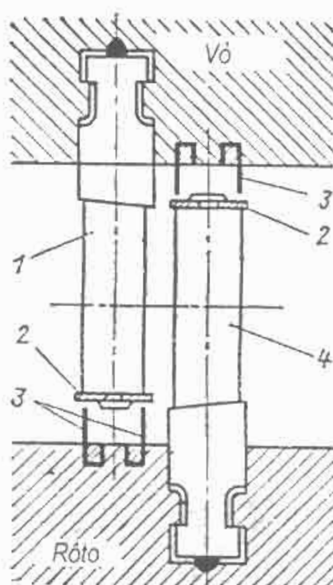
Màng chắn. Lưới phun của tầng trung gian được gắn chặt vào màng chắn. Độ chênh áp theo cả hai hướng của màng chắn sẽ bằng độ hạ áp trong lưới phun, tạo nên lực mạnh làm cong màng chắn. Lực mạnh nhất thường tác động vào màng chắn của tầng thứ nhất, vì vậy chúng được chế tạo bằng thép rèn, đối với thân cao áp thì làm bằng thép hợp kim và hàn các cánh phun vào (hình 6.37a).



Hình 6.37. Màng chắn và lưới phun của tuabin hơi
a- kết cấu hàn; b- lưới phun lắp vào thân màng.

Các màng chắn của tầng cuối được làm bằng gang, đúc các cánh sắt vào đó (hình 6.37b). Khe hở giữa các màng chắn và các đĩa quay, đặc biệt trong thân cao áp rất nhỏ (2 ÷ 3 mm), vì vậy yêu cầu về vật liệu màng chắn và chất lượng gắn chúng rất khắt khe.

Các màng chắn được lắp hoặc trực tiếp vào vỏ tuabin, hoặc lắp vào vỏ chuyên dụng gắn chặt vào vỏ tuabin. Vì có phản lực tác động lên xung quanh màng chắn từ dòng hơi nên để chặn không cho chúng quay, chúng được gắn chặt vào khe bằng các nêm đặc biệt.



Hình 6.38. Gắn các cánh vào vỏ và rôto tuabin

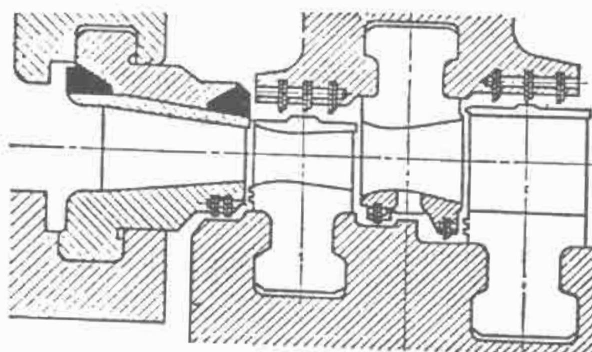
1- cánh cố định; 2- vành; 3- răng chèn; 4- cánh động

Lưới động của các tầng tuabin được chế tạo bằng cách tổ hợp các cánh trong rãnh đã tiện sẵn trên đĩa động hoặc rôto. Khác với lưới phun, lưới động được giữ để không chỉ bị cong vênh do tác động của dòng hơi mà còn do lực kéo của lực ly tâm xuất hiện khi quay. Trong tuabin đa tầng, vì tăng thể tích riêng của hơi khi giảm áp suất nên kích thước của các cánh từ tầng này đến tầng kia sẽ tăng. Nếu cánh của các tầng đầu tiên có chiều dài 30-50 mm (phụ thuộc vào công suất tuabin và thông số hơi) thì chiều dài cánh của các tầng cuối đối với tuabin loại lớn đạt tới 960 mm và thậm chí 1200 mm đối với

tuabin công suất 1200 MW khi tần số quay 50 s^{-1} và đối với tuabin quay chậm hơi bão hoà (n = 25 s^{-1}) chiều dài cánh là 1450 mm.

Tương ứng với sự tăng chiều dài cánh và đường kính bánh động, lực ly tâm tại cánh có thể đạt giá trị rất cao. Vì lý do đó, khi chế tạo và lắp đặt các cánh cần chú ý sao cho có thể đạt được biên dạng hình xuyên dòng thật tốt (để đạt được hiệu suất cao) và để đảm bảo độ bền cần thiết cho các cánh động và các cụm cánh, nghĩa là một tập hợp các cánh liên kết nhau trên các khớp của một vành hoặc gắn chặt bằng dây đai. Một vành thường nhóm khoảng 8 ÷ 10 cánh.

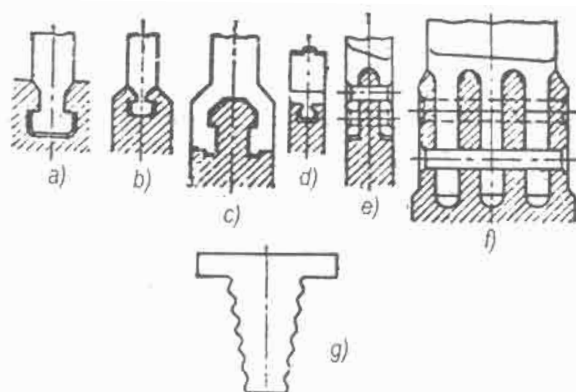
Các cánh động của tầng điều chỉnh có phần chuôi dạng khối (hình 6.39), và trong một số kết cấu thậm chí được hàn với rôto. Phần đuôi được phay cho khớp với biên dạng của cánh. Trong nhiều trường hợp rãnh được phay ở cả vành đai khi có độ dày lớn. Sau đó vành đai được hàn để đạt được độ bền cần thiết.



Hình 6.39. Các cánh động và cánh phun của tầng điều chỉnh

Các cánh của tầng không điều chỉnh thứ nhất được chế tạo hình chữ T hoặc có phần chuôi hình lá như trên hình 6.40a, b, d. Các cánh của tầng trung gian có độ dài lớn nhất và thường có phần ghép nối phía trên hoặc hình nấm (hình 6.40b) hoặc hình chạc (hình 6.40d). Với miếng ghép hình chạc các cánh được kẹp chặt vào vành đĩa nhờ khoá hình trụ có miếng ghép phẳng bít kín hai phía.

Để các cánh rộng hơn, các tầng cuối thường dùng đuôi loại hai, ba, thậm chí bốn chạc (hình 6.40f). Trong các tầng cuối thường sử dụng cánh có cấu trúc đuôi hình răng (hình 6.40g).



Hình 6.40. Các phương pháp gắn cánh khác nhau

a- cánh động có đuôi hình chữ T; b- cánh động có đuôi hình lá; c- cánh động có đuôi hình nấm; d- cánh động có đuôi hình chữ T vành đai; e- cánh động có đuôi hình chạc; f- cánh động có đuôi hình đa chạc; g- cánh động có đuôi hình răng

Các tầng cuối với cánh thật dài thường có dạng gần như thân, mặt cắt ngang từ giữa lên đỉnh giảm dần và có độ bền bằng nhau. Ngoài ra, vì cánh dài có tỷ số u/c_f theo chiều dài cánh là đại lượng biến đổi, để đảm bảo độ kinh tế các cánh loại này thường dùng dạng hình xoắn (các cánh có biên dạng hình xoắn hoặc có biên dạng biến đổi (hình 6.41)).

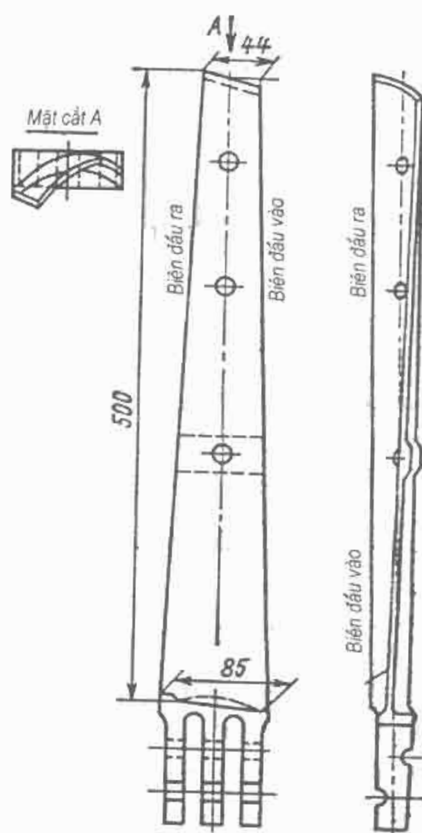
Vì các cánh dài có lực kéo lớn ở giữa cánh, dùng vành loại dây đai, độ cứng cần thiết của kết cấu được đảm bảo bằng cách chuốt ép cánh bằng dây 2 đến 3 lần.

Các cánh động của phần lớn các tầng được chế tạo bằng thép không gỉ chứa khoảng 13% crôm. Tính đến nhiệt độ hơi ban đầu cao, trong các tầng đầu các cánh được làm từ thép bền nhiệt, đôi khi là austenit. Các cánh cuối chịu lực nặng thì dùng thép chất lượng cao.

Vì cánh tầng cuối làm việc trong môi trường hơi ẩm, để tránh ăn mòn người ta dùng các tấm hợp kim cực cứng chuyên dụng (stelit) (hình 6.42). Ở nhà máy ЛМЗ, cánh dài được chế tạo bằng hợp kim titan.

Thực tế cho thấy trong vận hành tuabin, độ bền phụ thuộc không chỉ vào lực kéo cơ khí mà còn vào độ bền xoắn. Các cánh riêng biệt hoặc cụm cánh là một hệ thống đàn hồi có khả năng dao động với tần số riêng xác định f_{cdong} phụ thuộc chủ yếu vào kích thước cánh và cách gắn chúng. Do lực tác dụng của

dòng hơi từ ống phun, các cánh động có thể thực hiện các dao động cưỡng bức cả trên mặt phẳng quay (dao động tiếp tuyến) và cả trên mặt phẳng vuông góc chiều quay (dao động trục hay dao động chiều trục). Dao động theo chiều trục của cánh thường rất ít gặp, chủ yếu do sự rung của đĩa động và có thể dễ dàng khắc phục bằng các biện pháp cơ khí. Dao động tiếp tuyến được tạo ra bởi dòng hơi qua lưới động không đều. Các lực khác do vận tốc không đồng đều tác động với tần số $f_{o.ph} = n.z$, ở đây n - tần số quay rôto; z - số rãnh của ống phun.

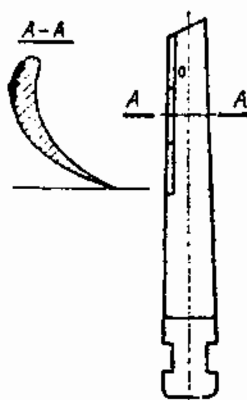


Hình 6.41. Các cánh tầng cuối dạng xoắn

Lực rung do phá vỡ sự đều đặn của dòng sẽ tác động với tần số bằng tần số quay rôto hoặc bội số của nó, nghĩa là $f_{c.bo} = k.n$, ở đây k - hệ số bội số rung.

Trong trường hợp khi tần số lực rung trùng với tần số dao động của cánh, nghĩa là $f_{cdong} = f_{ctinh} = n.z$, hay $f_{cdong} = f_{c.bo} = k.n$, sẽ xảy ra hiện tượng cộng

hướng. Để đánh giá độ rung của cánh tuabin, người ta đưa vào khái niệm gọi là *đặc tính rung của cánh*, đặc tính này được xác định bằng tỷ số $n.z/f_{cdong}$. Theo tính toán lý thuyết và thực tế chứng minh rằng, vùng rung nguy hiểm đối với dao động trong của cụm cánh nằm trong khoảng giá trị đặc tính rung từ 4 đến 8, nghĩa là $4 \leq n.z/f_{cdong} \leq 8$.

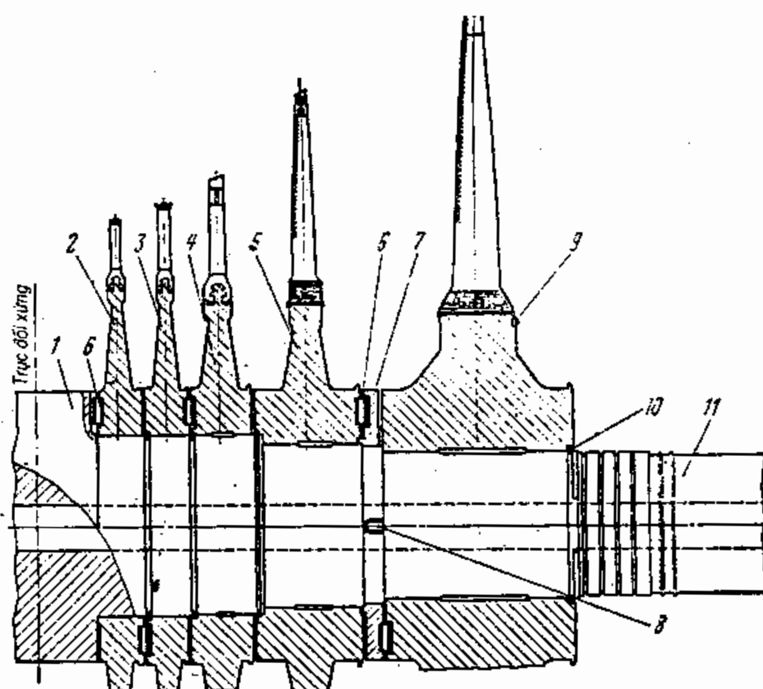


Hình 6.42. Cánh động của tầng hạ áp làm việc trong hơi ẩm ở biên cuối cánh có phủ stelit

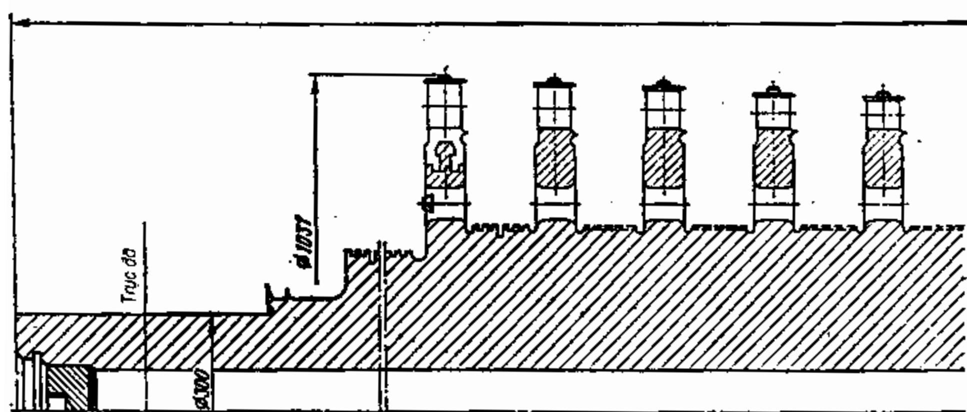
Rôto tuabin chính là trục của tuabin, trên đó có gắn đĩa, các cánh động và các chi tiết khác. Các cánh động có thể được giữ chặt trên đĩa hay hàn vào trục, do đó rôto tuabin có thể có kết cấu hình đĩa hoặc trục quay.

Về kết cấu của rôto có thể hiểu là đĩa lắp (hình 6.43a), rèn liền (hình 6.43b), hàn (hình 6.43c) hay hàn rèn; còn có loại kết hợp - rèn liền trong các tầng đầu, còn các tầng tiếp theo là đĩa lắp (hình 6.43d).

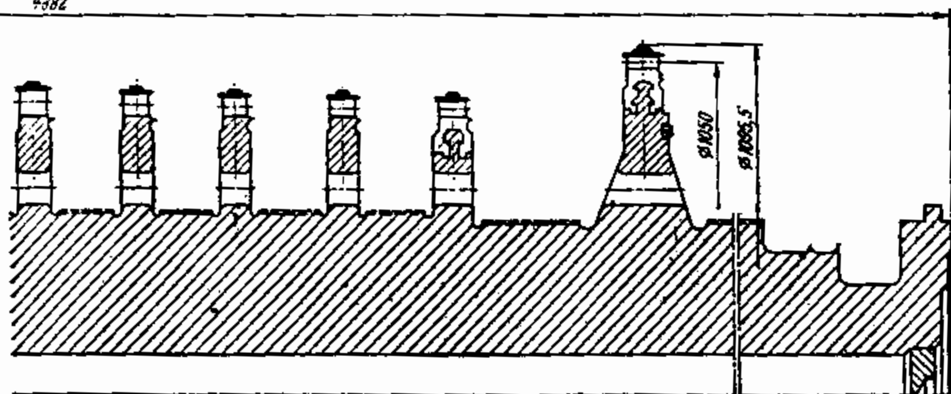
Rôto lắp đĩa đơn giản nhất về kết cấu cũng như chế tạo, thường chế tạo cho tuabin xung lực. Tuy nhiên trong một số trường hợp không thể áp dụng loại kết cấu rôto này. Thứ nhất, trong quá trình vận hành loại đĩa này, đặc biệt là trong môi trường nhiệt độ cao có thể xuất hiện hiện tượng lỏng nhẹ trên trục và sau đó sẽ cần nhiều thời gian để sữa chữa. Thứ hai, lực căng trên đĩa tăng lên khi đường kính các lỗ bên trong tăng lên do lực tiếp xúc khi van lỏng. Vì vậy trong một loạt kết cấu các thân hạ áp, các đĩa tải nặng có đường kính trong lớn, các cánh dài chịu tải nặng không thể chế tạo kết cấu lắp. Thứ ba, độ cứng của rôto đĩa lắp có thể không đủ. Các loại rôto khác khi có cùng chiều dài (khoảng cách giữa các ổ trục) sẽ cứng hơn nhiều.

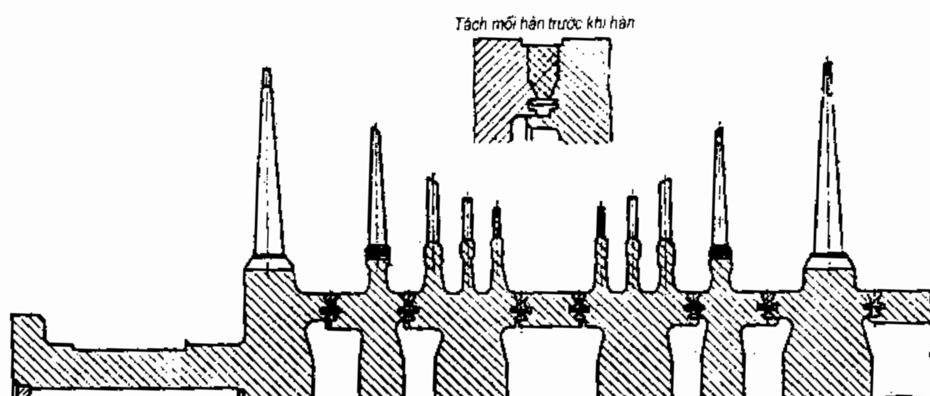


Hình 6.43a

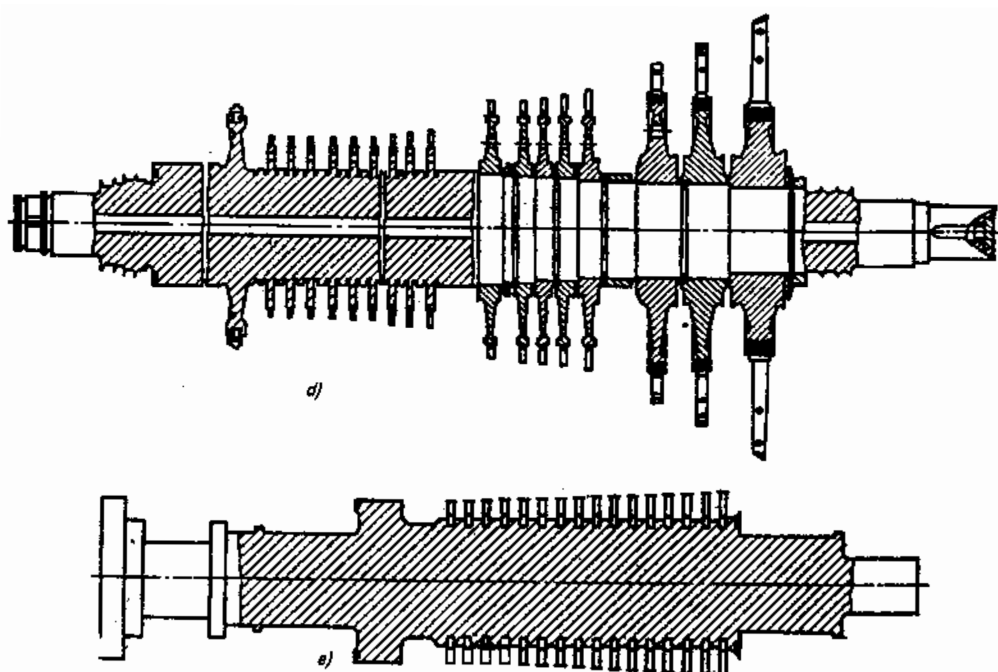


Hình 6.43b





Hình 6.43c



Hình 6.43. Các loại rôto khác nhau.

a- kết cấu đĩa lắp; b- kết cấu đĩa rèn liền với rôto; c- rôto hàn;

d- kết cấu đĩa loại kết hợp; e- kết cấu rôto trục quay.

Rôto rèn liền không có các nhược điểm kể trên. Tuy nhiên kích thước các rôto này bị giới hạn bởi kích thước vật rèn, chế tạo chúng phức tạp và lâu hơn. Các rôto rèn liền được chế tạo cho thân cao áp, thân trung áp của tuabin có thông số hơi cao và cho thân cao áp của các tuabin hơi bão hoà loại lớn.

Các rôto trục quay (hình 6.43e), rôto thân trung áp và rôto thân cao áp của tuabin tốc độ chậm thường là loại hàn - rèn. Trong trường hợp đó kích thước rèn có thể giảm đi.

Các rôto hàn gồm các vòng riêng biệt hàn với nhau được áp dụng rộng rãi trong thân hạ áp của cả tuabin xung lực cũng như tuabin phản lực.

Các trục rôto được tính toán với lực uốn xuất hiện dưới tác động của các khối đĩa và lực xoắn do tác động của mômen quay được truyền bởi trục máy phát điện. Khi đó cần tính đến trường hợp mômen ngắn mạch ở rôto máy phát tăng lên tức thời, làm tăng lực vặn lên khoảng 10 lần ở công suất cực đại kéo dài.

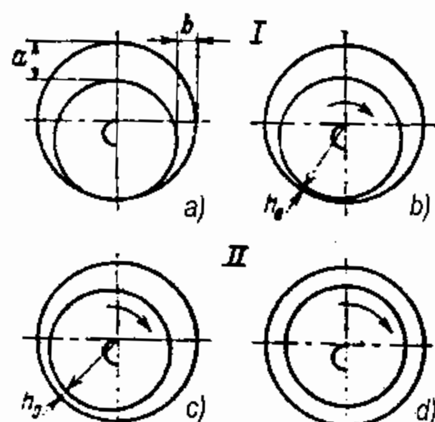
Rôto tuabin có chiều dài giữa các ổ trục tựa tương đối lớn, do đó chúng là một hệ thống đàn hồi có chu kỳ (tần số) tự dao động ngang xác định. Tần số dao động ngang của rôto không được trùng với tần số quay của nó. Tần số quay của rôto có giá trị bằng tần số dao động ngang gọi là tần số nguy hiểm. Để đảm bảo vận hành rôto được bền, tần số quay của nó không được trùng với tần số nguy hiểm.

Phần lớn các nhà máy chế tạo tuabin áp dụng biện pháp để tần số quay lớn hơn hoặc nhỏ hơn tần số nguy hiểm. Các trục có tần số quay nhỏ hơn tần số nguy hiểm được gọi là trục cứng. Các trục có tần số quay lớn hơn tần số nguy hiểm được gọi là trục mềm. Theo nguyên tắc, các tuabin loại lớn có trục mềm và như vậy có thể có hiện tượng cộng hưởng. Để ngăn chặn sự xuất hiện độ rung nguy hiểm khi khởi động tuabin trục mềm, phải vượt qua vùng tần số quay nguy hiểm thật nhanh.

6.5.3. Các ổ trục và chi tiết chèn

Các ổ đỡ. Rôto các tuabin hơi được đặt trên các ổ đỡ. Để tiếp nhận các lực dọc trục tác động dọc theo trục rôto, người ta dùng các ổ chặn riêng. Thông thường các ổ đỡ và các ổ chặn có cấu trúc liên kết với nhau tạo nên ổ đỡ chặn liên hợp.

Các ổ đỡ thường được tráng babit và có bạc lót tương đối lớn. Người ta hoàn thiện chúng bằng cách bôi trơn mỡ bằng áp lực. Để ổ đỡ làm việc được chính xác, giữa cổ trục (ngõng trục) và bạc lót của ổ đỡ cần bôi một lớp mỡ gọi là chèn mỡ, trong đó cần phải tạo nên áp lực đủ để giữ trục trong ổ đỡ không bị cọ sát với thân bạc lót (hình 6.44). Ở vị trí đó của trục, sự ma sát xảy ra không phải giữa các bề mặt trượt của trục và bạc lót mà là giữa các lớp mỡ giữa chúng ở bên trong, nghĩa là ma sát của chất lỏng.



Hình 6.44. Vị trí các cổ trục trong ổ đỡ ở các tần số quay khác nhau.
a- trục không quay; b, c- tần số quay tăng; d- tần số quay định mức.

Trong các ổ chặn, giữa các guốc phanh và đĩa chặn (ổ đỡ chèo) có một lớp mỡ và phải tra mỡ liên tục. Ổ chặn có guốc phanh từ cả hai phía. Nếu hướng lực dọc trục không thay đổi trong mọi chế độ và đủ ổn định thì nhóm thứ hai gọi là guốc định vị sẽ có kích thước nhỏ hơn.

Chèo chặn có thể hoàn thiện cùng trục và thường gặp ở rôto rèn liền, hoặc ghép trên trục có độ dôi cho chặt. Đôi khi chèo trục là đĩa ly tâm của bơm dầu.

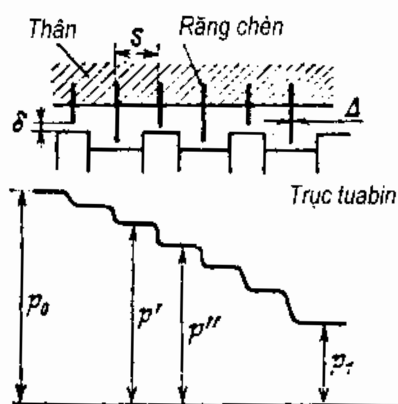
Chèn kín. Các khe hở giữa các bộ phận động và tĩnh của tuabin có thể là nguyên nhân rò rỉ hơi giữa các tầng, rò rỉ hơi từ những nơi trong tuabin có áp suất lớn hơn áp suất khí quyển và gây tổn thất kinh tế là điều không được phép. Mặt khác, các tầng có áp suất hơi nhỏ hơn áp suất khí quyển sẽ có nguy cơ hút không khí từ bên ngoài vào, nghĩa là làm mất chân không. Tình trạng đó có thể dẫn đến việc không chỉ giảm tính kinh tế, mà còn làm nóng các tầng cuối của tuabin. Để tránh tổn thất lớn do rò hơi, người ta áp dụng nhiều biện pháp chèn kín khác nhau.

Việc chèn để khắc phục việc rò hơi từ tầng này sang tầng khác do có sự chênh áp giữa chúng gọi là chèn *khoảng giữa* (bên trong).

Để khắc phục việc rò hơi từ vỏ tuabin và hút không khí từ bên ngoài vào tuabin, người ta sử dụng chèn *vòng*.

Thông dụng nhất là chèn *ziczac*. Chèn như vậy sẽ ngăn việc rò hơi bằng cách chặn. Chèn ziczac (hình 6.45) gồm một loạt chèo riêng biệt kẹp chặt vào vỏ và tạo nên một loạt các ngăn với khe hở cực nhỏ giữa các chèo và các vấu của rôto (trục). Chảy qua các khe hẹp giữa các chèo và trục, hơi bị tổn thất áp lực và tăng vận tốc.

Khi đó động lực nhận được của dòng hơi bị tắt trong các khoang do xoắn và lại chuyển thành nhiệt. Khi chảy như vậy liên tiếp qua một loạt các khoang, áp suất hơi giảm từ p_0 xuống p_1 đến điểm entanpi gần như không đổi, nghĩa là hơi bị chặn. Ziczac càng có nhiều chèo, lực cản càng mạnh và lượng hơi rò rỉ qua ziczac càng ít.



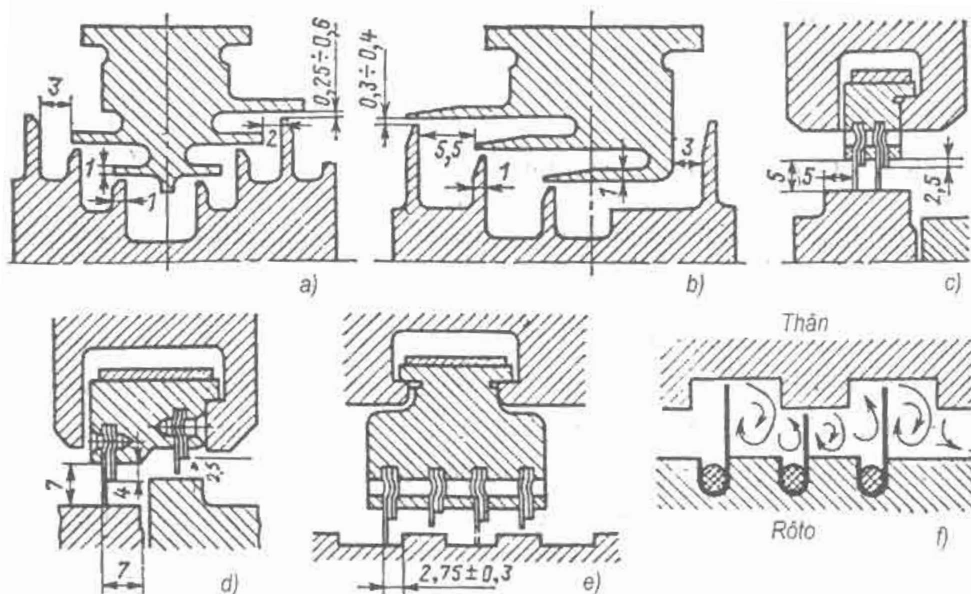
Hình 6.45. Sơ đồ chèn ziczac

δ- khe hở giữa chèo và trục; S- khoảng cách giữa các chèo; Δ - độ dày của răng chèn; p_0 - áp suất ban đầu của hơi trước khi chèn; p_1- áp suất cuối của hơi sau khi chèn; p', p"- áp suất trong các khoang chèn khác nhau.

Một vài sơ đồ chèn vòng và chèn khoảng giữa áp dụng cho tuabin được thể hiện trên hình 6.46.

Chèn vòng được thiết kế dưới dạng vòng tròn tạo nên "cây thông" hai phía (hình 6.46a) hay một phía (hình 6.46b) từ những tấm mỏng.

Mỗi vòng gồm sáu mảnh ép vào giữa bằng các lò xo tấm để ngăn chặn lực tiếp xúc giữa các răng chèn và trục khi trượt. Các cây thông chèn như vậy được áp dụng khi chèn khoảng giữa trong màng chắn của tầng cao áp cũng như trung áp.



Hình 6.46. Cấu trúc chi tiết chèn vòng và chèn khoảng giữa.
a- chèn vòng bằng "cây thông" hai phía; b- chèn vòng bằng "cây thông" một phía; c. d, e - chèn khoảng giữa màng chắn dưới dạng tấm vòng; f- dải chèn khoảng giữa trên rôto tuabin.

Khi chèn các màng trung áp và hạ áp, người ta dùng các tấm vòng có dạng như trên hình 6.46c-e.

Khe hở trong hệ thống chèn được làm không nhỏ hơn 0,2 ÷ 0,4 mm. Chèn mỏng có thể được chế tạo không phải trong vòng chèn cố định như trong hình 6.46e, mà trực tiếp trên rôto tuabin.

Chèn được tạo nên từ dải kim loại mỏng cuộn trong rãnh rôto như thể hiện trên hình 6.46f.

Trong mọi trường hợp, kết cấu chèn phải sao cho chèo trượt sau vòng cố định hoặc chèn sau trục triệt tiêu khả năng nóng trục cục bộ gây hậu quả cong trục.

Để ngăn ngừa tổn thất hơi qua chèn, áp dụng việc hút hơi từ chèn áp suất cao sang chèn áp suất thấp, còn hơi thừa đưa vào gia nhiệt nước cấp. Dòng hơi trong hệ thống chèn tuabin và áp suất hơi được điều chỉnh bằng chi tiết chèn

đặc biệt. Khi khởi động tuabin, đưa vào chi tiết chèn hơi mới hoặc hơi từ thiết bị khử khí có thông số cần thiết.

6.5.4. Cấu trúc của tuabin hơi hiện đại

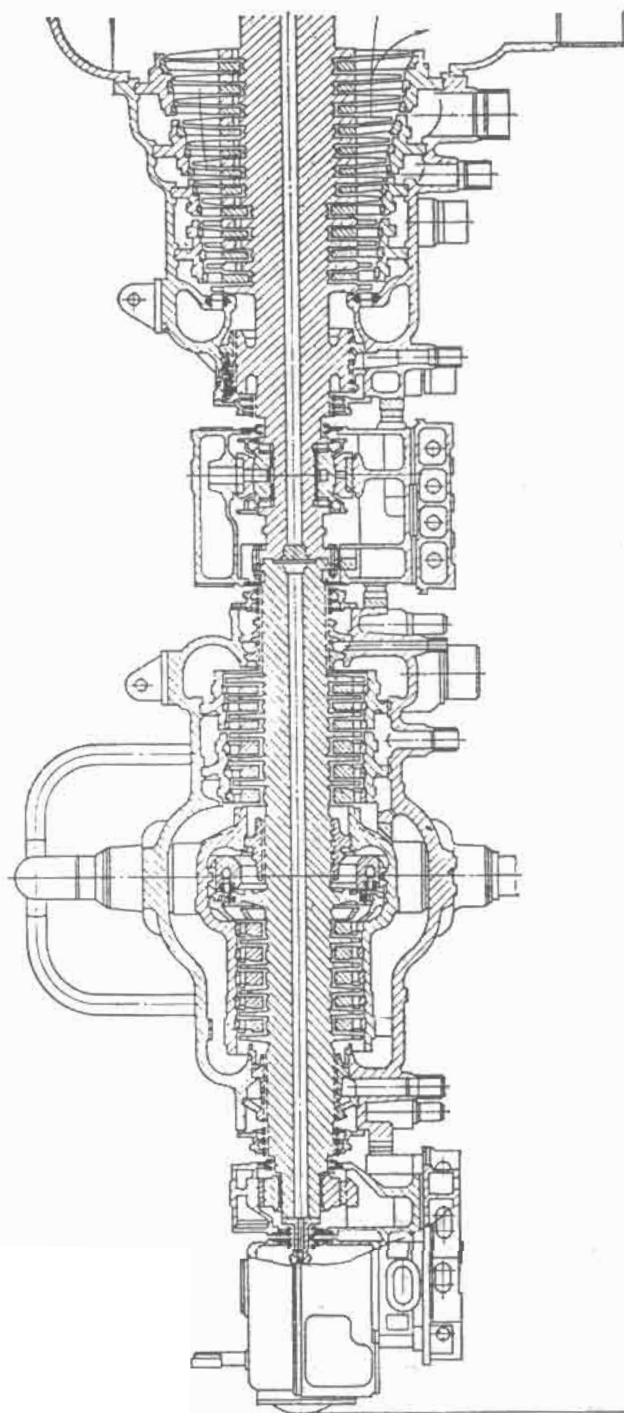
Tuabin gồm các thành phần được chế tạo trong một kết cấu thống nhất sử dụng các thiết bị đo lường chính xác, hiện đại, kể cả thiết bị laze.

Ví dụ tuabin hơi, trên hình 6.47 đưa ra mặt cắt dọc của tuabin ngưng hơi thuần tuý K-300-240 công suất 300 MW do nhà máy ЛМЗ chế tạo với thông số hơi ban đầu p_0 = 23,5MPa (240 kG/cm^2), t_0 = 560°C có quá nhiệt trung gian đến $t_{tr.g}$ = 565°C (hiện nay để đảm bảo độ bền trong chế độ làm việc thường xuyên khởi động, tổ máy này cũng như các tổ máy có thông số siêu tới hạn khác sẽ vận hành với $t_0 = t_{tr.g}$ = 540°C). Áp suất tính toán trong bình ngưng là p_k = 3,43 kPa.

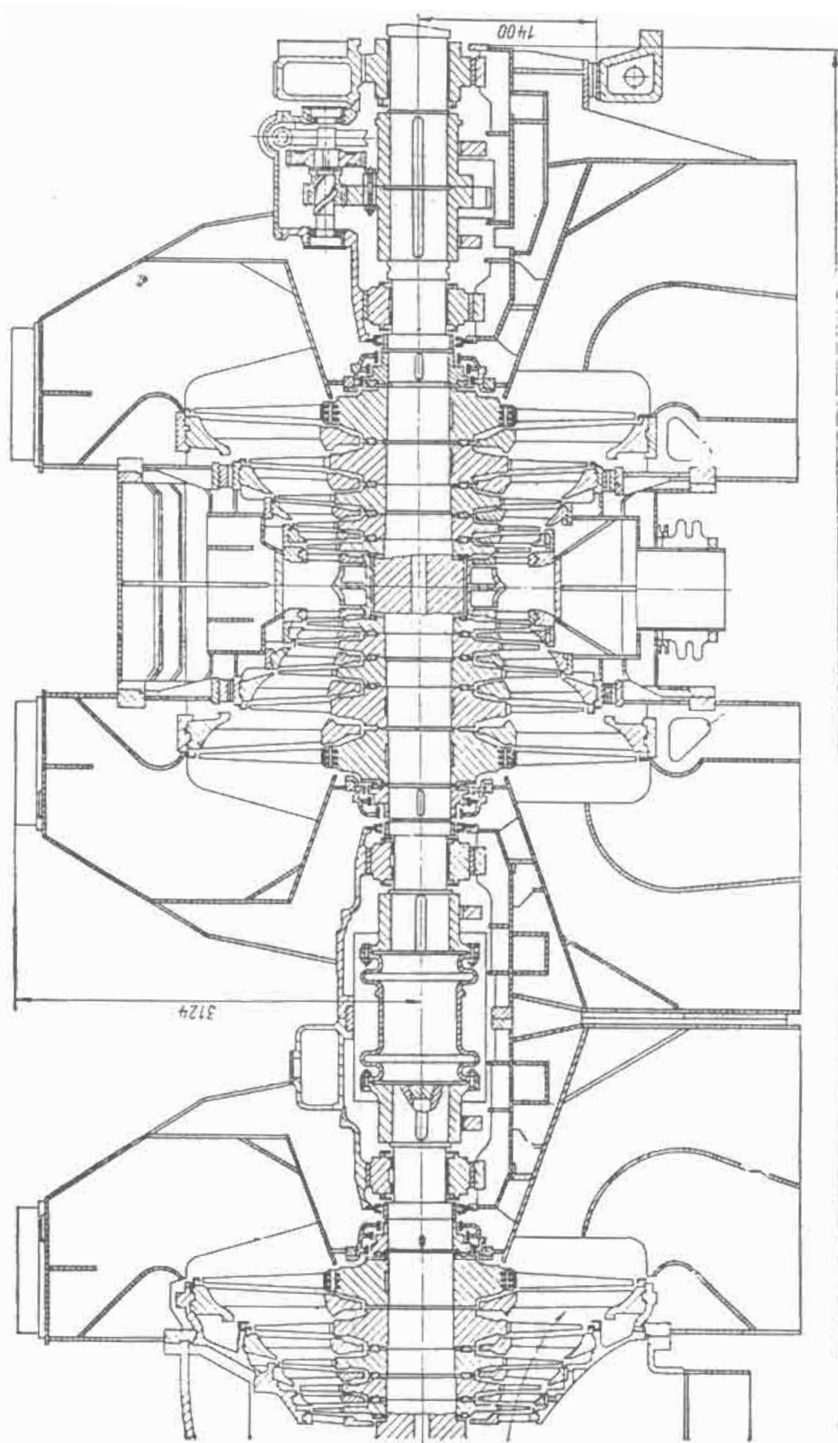
Tuabin ba thân. Từ van điều chỉnh đặt cạnh vỏ thân cao áp, hơi mới được đưa vào bốn mảnh ống phun của tầng điều chỉnh đặt ở phần giữa của thân cao áp. Sau đó hơi đi theo hướng từ máy phát tới ổ đỡ trước qua năm tầng đặt bên trong vỏ. Hơi chảy trong vỏ, đi giữa lớp vỏ trong và vỏ ngoài rồi hướng về sáu tầng cuối của dòng bên phải đặt trong hai vòng. Ở đây hơi giãn nở đến áp suất 3,92 MPa (tất cả số liệu về áp suất đưa ra ứng với tuabin vận hành đầy tải). Sau tầng thứ ba của dòng bên phải là trích hơi tái nhiệt thứ nhất.

Trong sơ đồ nhiệt tuabin, xem xét tám tầng gia nhiệt nước cấp. Nhiệt độ gia nhiệt nước cấp cuối cùng khi tuabin đầy tải là 265°C. Như vậy tầng có áp suất cao nhất đặt bên trong thân để phân chia độ giảm áp và nhiệt độ vỏ trong và vỏ ngoài. Khi vận hành đầy tải, áp suất trong khoang tầng điều chỉnh đạt 16,5 MPa, áp suất giữa vỏ trong và vỏ ngoài là 9,6 MPa, nghĩa là độ hạ áp lớn nhất bên trong thân là 6,9 MPa, còn áp suất vỏ ngoài 9,5 MPa. Dòng hơi bọc trong vỏ cho phép giảm nhiệt độ vỏ ngoài.

Sau thân cao áp, hơi vào bộ quá nhiệt trung gian của lò hơi và trở lại thân trung áp của tuabin với thông số $p_{tr.g}$ = 3,53 MPa và $t_{tr.g}$ = 565°C. Trong thân trung áp có mười hai tầng, các đĩa của chúng đồng trục với trục tuabin.



Hình 6.47. Mặt cắt dọc của tuabin hơi K-300-240 ЛМЗ



Hình 6.47. (tiếp)

Tuabin hơi truyền động bơm cấp lò hơi được cấp từ hơi trích của tầng không điều chỉnh của tuabin chính, tuabin chính cấp hơi để gia nhiệt nước cấp. Áp suất trong khoang trích khi tuabin đầy tải bằng 1,6 MPa. Công suất của tuabin truyền động bằng 11 MW khi tuabin chính đầy tải.

Áp suất hơi còn 0,22 MPa khi qua mười hai tầng và đưa vào ba tầng hạ áp, hơn nữa tầng hạ áp thứ nhất được đặt trong thân trung áp (sau khoang phía sau tầng thứ mười hai của khối trung áp) (Khối - là một thành phần (vỏ) có cấu trúc riêng biệt của tuabin. Thân (cao, trung và hạ áp) - là một tập hợp các tầng của tuabin liên kết theo khoảng áp suất hơi thay đổi trong nó. Thông thường khối và thân trùng nhau, tuabin K-300-240 không có sự trùng này. Trong khối đặt các tầng (thân) trung áp và tầng (thân) hạ áp. Trong mỗi dòng hạ áp có sáu tầng, đĩa của chúng lắp trên trục ở trạng thái nóng. Chiều dài cánh cuối cùng bằng 960 mm.

Các trục của thân cao áp, trung áp và trục của máy phát cùng trục của tuabin liên kết bằng các ống nối cứng, còn trục của thân trung áp và thân hạ áp nối bán mềm. Để tiếp nhận lực dọc trục, giữa khối cao áp và trung áp đặt một ổ đỡ chặn kết hợp. Việc bôi trơn và làm mát ổ đỡ được thực hiện bằng dầu tuabin, chất lỏng làm việc dùng cho hệ thống điều chỉnh dùng mỡ chịu nhiệt tổng hợp.

6.6. TUABIN CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Lựa chọn tuabin cho nhà máy điện nguyên tử phụ thuộc chủ yếu vào loại lò phản ứng hạt nhân định lắp đặt. Trường hợp ra khỏi lò phản ứng hơi có thông số ban đầu cao đôi khi có quá nhiệt trung gian trong thiết bị sinh hơi, trong điều kiện hơi vào tuabin không nhiễm phóng xạ thì tuabin của nhà máy điện nguyên tử khác rất ít so với tuabin sử dụng trong các nhà máy nhiệt điện thông thường.

Tại các nhà máy điện nguyên tử, nước ra khỏi lò phản ứng hạt nhân có áp lực cao và sinh hơi trong bộ trao đổi nhiệt riêng (thiết bị sinh hơi), gọi là nhà máy điện có sơ đồ *hai vòng tuần hoàn*. Hơi vào tuabin là hơi bão hoà hoặc quá nhiệt yếu không nhiễm phóng xạ. Trong trường hợp đó tuabin có đặc điểm riêng liên quan đến phân ly nước và hơi quá nhiệt trung gian.

Cuối cùng, ở nhà máy điện nguyên tử mà hơi ra khỏi lò phản ứng là hơi bão hoà nhiễm phóng xạ (*sơ đồ một vòng tuần hoàn*), tuabin cũng có đặc điểm như trên và ngoài ra tuabin còn là một thành phần nhiễm xạ cao.

6.6.1. Lựa chọn áp suất ban đầu của hơi vào tuabin

Trong trường hợp hơi vào tuabin vừa là hơi quá nhiệt, vừa là hơi bão hoà với t_0 = const (hằng số), tăng p_0 sẽ làm tăng hiệu suất nhiệt η_t của chu trình chỉ đến một giá trị xác định. Đối với tuabin vận hành với hơi bão hoà, áp suất $p_0 \approx 17$ MPa. Tuy nhiên khi chọn áp suất hơi ban đầu cần phải tính đến yếu tố hiệu suất trong tương đối của từng tầng riêng biệt và của toàn bộ tuabin khi vận hành trong môi trường hơi bão hoà phụ thuộc rất nhiều vào độ ẩm của hơi trong các tầng. Khi tăng p_0, độ ẩm của hơi cũng tăng, đặc biệt là trong các tầng cuối, còn η_{oi} giảm và vì vậy áp suất tại đó đạt được hiệu suất trong tuyệt đối cực đại $\eta_i = \eta_t\eta_{oi}$ sẽ nhỏ hơn so với áp suất tương ứng khi đạt η_t cực đại, còn đường cong $\eta_i = f(p_0)$ sẽ thoải hơn. Từ những điều kiện đó, áp suất hơi ban đầu tối ưu giảm còn $p_0 \approx 13$ MPa, hơn nữa khi giảm p_0 hai lần tính kinh tế chỉ giảm $1,5 \div 2\%$.

Đối với các lò nước sôi trực tiếp cấp hơi cho tuabin, việc chọn áp suất ban đầu còn bị ảnh hưởng bởi hệ số truyền nhiệt từ vỏ các thanh nhiên liệu vào nước khi sôi, quá trình sôi lại phụ thuộc vào áp suất và đạt giá trị cực đại khi $p_0 \approx 7$ MPa.

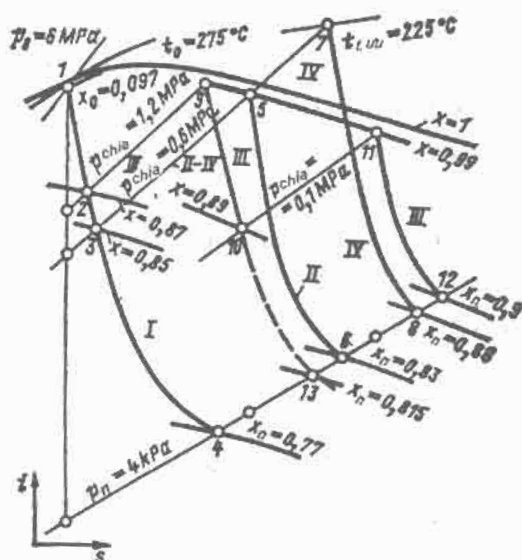
Trong sơ đồ hai vòng tuần hoàn với tuabin hơi bão hoà, nhiệt độ chất tải nhiệt không được đạt đến nhiệt độ bão hoà vì để tuần hoàn bình thường, tuyệt đối không được phép tạo thành hơi. Vì vậy, thậm chí trong điều kiện khi ở vòng một duy trì áp suất tương đối cao (đến 17 MPa), nhiệt độ nước thoát ra từ lò phản ứng không được phép vượt quá 330^oC.

Với nhiệt độ đó của chất tải nhiệt, thiết bị sinh hơi có thể nhận hơi bão hoà có áp suất đến 7 MPa hoặc hơi quá nhiệt nhưng ở áp suất nhỏ hơn nhiều. Trong trường hợp thứ hai, do áp suất giảm, hiệu suất của thiết bị sẽ giảm một chút. Vì những lý do đã nêu, áp suất hơi vào tuabin của nhà máy điện nguyên tử không được phép vượt $p_0 = 6,0 \div 7,3$ MPa đối với lò phản ứng cho ra hơi

bão hoà nhiễm xạ và p_n = 4,2 ÷ 7,2 MPa đối với nhà máy điện nguyên tử hai vòng tuần hoàn với hơi ra khỏi lò phản ứng là hơi quá nhiệt.

6.6.2. Phân ly nước bên ngoài và quá nhiệt trung gian hơi

Quá trình giãn hơi trong tuabin hơi bão hoà thể hiện bằng đường cong *I* trong biểu đồ *i-s* (hình 6.48, quá trình *1-4*), độ ẩm của hơi trong các tầng cuối sẽ lớn khi đến cuối quá trình giãn, đến 20 ÷ 25% (điểm *4*). Trong điều kiện đó các cánh bị ăn mòn mạnh, hiệu suất η_{oi} của tuabin rất thấp.



Hình 6.48. Quá trình giãn hơi trong tuabin hơi bão hoà trên biểu đồ i-s

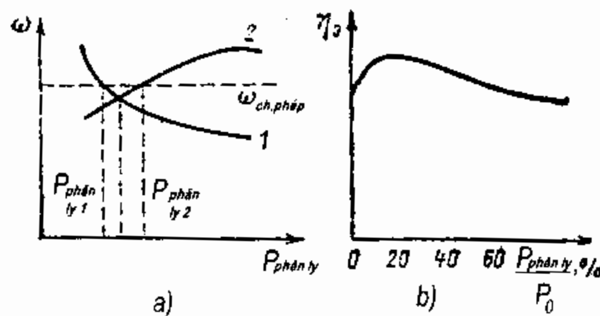
I - tuabin không có phân ly ngoài và quá nhiệt hơi; II - tuabin có một cấp phân ly ngoài; III- tuabin có hai cấp phân ly ngoài; IV - tuabin có một cấp phân ly ngoài và quá nhiệt hơi trung gian.

Vì những lý do đó, tại áp suất p_{chia}, gọi là áp suất chia, hơi được đưa vào bộ phân ly riêng, sau đó với độ ẩm 1 ÷ 2% hơi vào tầng tiếp theo của tuabin. Quá trình giãn hơi trong trường hợp này thể hiện bằng đường *II* (hình 6.48, quá trình *1-3-5-6*). Cần thiết phải lắp bộ phân ly cho tất cả các tầng của thân cao áp cũng như thân hạ áp, độ ẩm hơi thấp hơn giá trị cho phép ($\omega < \omega_{ch.ph}$) càng nhiều càng tốt, nghĩa là với giá trị độ ẩm cho phép sẽ ăn mòn cánh tuabin và giảm hiệu suất, thông thường độ ẩm cho phép trong khoảng 12 ÷ 15%.

Khi tăng áp suất tuyệt đối trong bộ phân ly, độ ẩm của hơi vào phân ly giảm và độ ẩm của hơi ra khỏi thân hạ áp sẽ tăng.

Ví dụ, nếu p_{chu} = 0,6 MPa, độ khô của hơi vào phân ly x = 0,85 (điểm *3* trên hình 6.48) và độ khô của hơi sau thân hạ áp x_{ngung} = 0,83 (điểm *6*). Sau khi tăng áp suất trong phân ly đến p_{chu} = 1,2 MPa, độ khô của hơi vào phân ly thay đổi thành x = 0,87 (điểm *2*) và ra khỏi thân hạ áp x_{ngung} = 0,815 (điểm *13*).

Mối tương quan giữa độ ẩm của hơi ω ra khỏi thân cao áp (đường cong *1*), thân hạ áp (đường cong *2*) và áp suất ở trong bộ phân ly đã chọn thể hiện trong hình 6.49a. Trong đó thể hiện các điểm là giá trị độ ẩm giới hạn cho phép trong tuabin. Vì độ ẩm của hơi không được vượt quá độ ẩm cho phép nên rõ ràng là áp suất trong bộ phân ly có thể được lựa chọn trong khoảng giữa p_{chu1} và p_{chu2}, nếu điểm cắt các đường cong *1* và *2* nằm dưới giá trị độ ẩm cho phép. Nếu các đường cong xác định độ ẩm hơi trước bộ phân ly và trước bình ngưng tuabin cắt nhau ở $\omega > \omega_{c.ph}$ thì điều đó có nghĩa là ở giá trị áp suất đầu và cuối cho trước và giá trị η_{oi} định trước cho tất cả các tầng tuabin thì nếu chỉ có một bộ phân ly sẽ không thể đảm bảo độ ẩm cho phép. Để độ ẩm của hơi không vượt quá giá trị cho phép, cần đặt thêm một bộ phân ly (đường thẳng *III* trên hình 6.48, quá trình *1-2-9-10-11-12*).

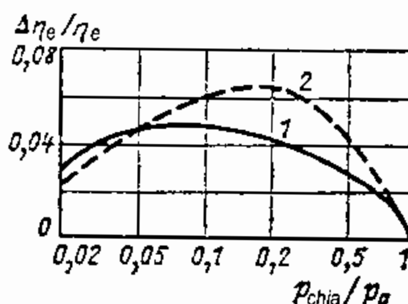


Hình 6.49. Mối tương quan giữa độ ẩm của hơi (a), hiệu suất điện (b) và áp suất trong bộ phân ly.
1- thay đổi ω của hơi thoát khỏi thân cao áp; 2- thay đổi ω của hơi thoát khỏi thân hạ áp

Phân ly hơi làm tăng độ bền vận hành các tầng cuối, tăng hiệu suất trong tương đối của tuabin η_{oi}. Khi đó hiệu suất chu trình cũng tăng một chút vì nhiệt của nước ngưng tụ trong bộ phân ly thường được sử dụng trong hệ thống gia nhiệt nước cấp.

Khi có cùng một áp suất đầu của hơi, hiệu suất điện tuyệt đối sẽ khác nhau phụ thuộc vào áp suất định đặt cho bộ phân ly. Đường cong điển hình đặc trưng cho sự phụ thuộc của sự thay đổi η_e vào áp suất trong bộ phân ly (lấy theo tỷ lệ với áp suất đầu) thể hiện trên hình 6.49b.

Hiệu suất điện có giá trị cực đại khi độ ẩm của dòng hơi vào bộ phân ly và vào bình ngưng tuabin lấy bằng nhau. Khi lắp hai hay ba bộ phân ly độ ẩm của hơi vào bộ phân ly gần như bằng độ ẩm hơi ra khỏi thân hạ áp.



Hình 6.50. Ảnh hưởng áp suất chia p_{chia}/p_0 đến hiệu suất tuyệt đối của thiết bị tuabin hơi bão hoà $\Delta\eta_e/\eta_e$:

1- có một phân ly; 2- một phân ly và gia nhiệt một cấp

Khi áp suất đầu của hơi bão hoà đến 4 MPa, giá trị ω cho phép trong tất cả các tầng tuabin có thể đảm bảo bằng một bộ phân ly; khi áp suất là 4 ÷ 8 MPa cần có hai bộ phân ly và đối với áp suất lớn hơn 8 MPa cần ba bộ.

Trong nhiều trường hợp, cùng với các bộ phân ly ngoài còn sử dụng cả bộ quá nhiệt hơi. Quá trình quá nhiệt hơi thực hiện cũng với các thông số hơi như trước khi vào tuabin và thông thường nhiệt độ quá nhiệt hơi $t_{q.nh} = t_0$ - (50 ÷ 20)°C. Đôi khi quá trình quá nhiệt được thực hiện hai cấp: đầu tiên hơi từ tầng trung gian ở áp suất cao hơn áp suất chia và sau đó là hơi thông số ban đầu. Quá nhiệt trung gian làm giảm độ ẩm của hơi trong tầng hạ áp (xem đường *IV* trên hình 6.48, quá trình *1-3-7-8*), khi đó η_{oi} sẽ tăng. Hiệu suất trong các sơ đồ không có và có quá nhiệt trung gian phụ thuộc vào p_{chia}/p_0 đưa ra trên hình 6.50. Trên hình vẽ đã thể hiện rõ, trong sơ đồ không có quá nhiệt, để có $\Delta\eta_e/\eta_e$ cực đại, giá trị p_{chia}/p_0 tối ưu là 0,06 ÷ 0,12, còn trong sơ đồ có quá nhiệt trung gian giá trị p_{chia}/p_0 tối ưu là 0,10 ÷ 0,20.

Cần phải chỉ ra rằng, vấn đề chính là biểu đồ độ ẩm. Trên thực tế, độ ẩm trong tuabin thấp hơn nhiều nhờ áp dụng các biện pháp khử ẩm (hút lớp nước ra khỏi bề mặt cánh phun hoặc khoá, khử nước trong khoang sau cánh phun, khử nước khỏi cánh động...).

Tổng thể cần phải khẳng định rằng, do thông số hơi ban đầu không cao và hiệu suất tuabin thấp, độ kinh tế của tuabin hơi bão hoà không cao (30 ÷ 35%).

6.6.3. Ví dụ về cấu trúc tuabin hơi bão hoà của nhà máy điện nguyên tử

Ví dụ đưa ra ở đây là xem xét tuabin K-500-60/1500 có công suất 500 MW, được thiết kế để vận hành hơi bão hoà với áp suất ban đầu 60 kG/cm^2 (5,88 MPa) có phân ly và quá nhiệt trung gian hai cấp (hình 6.51). Áp suất hơi trong bình ngưng 5,9 kPa, tần số quay rôto 1500 1/ph (25 s^{-1}).

Nguồn hơi cho tuabin lấy từ lò phản ứng áp lực BBЭP-1000 công suất 1000 MW, từ đó cấp cho hai tuabin.

Tuabin gồm hai khối: khối cao áp và khối hạ áp. Trong khối cao áp, kết hợp trong một khối là thân cao áp và thân trung áp. Hơi vào thân cao áp qua bảy tầng bằng hai hệ thống ống đường kính 1200 mm được đưa vào bộ phân ly nước và quá nhiệt trung gian. Sau thân cao áp, hơi có áp suất 1,15 MPa và độ ẩm khoảng 15%. Từ bộ phân ly - quá nhiệt với thông số 1,06 MPa và 250°C, hơi được đưa vào thân trung áp của khối cao áp. Qua năm tầng, hơi với thông số 0,27 MPa và 164°C vào khối hạ áp hai dòng, mỗi dòng có bốn tầng. Cánh của tầng cuối có độ dài phần động là 1450 mm, đường kính trung bình 4150 mm; diện tích vòng hơi thoát ra khi đó là 18,9 m^2.

Từ khối hạ áp, theo bốn ống nằm ngang, hơi được đưa vào hai bình ngưng, tại đây với lưu lượng nước làm mát 22.900 m^3/h (cho mỗi bình ngưng) với nhiệt độ 22°C, áp suất được duy trì 5,9 kPa.

Tuabin có hệ thống phân bố hơi kiểu tiết lưu. Các rôto của khối cao áp và hạ áp được gia công hàn - rèn, liên kết với các nửa khớp trục, rèn đồng trục

với trục tuabin. Mỗi rôto nằm trên hai ổ đỡ, ổ chặn đặt giữa khối cao áp và khối hạ áp.

Rôto khối cao áp được hàn từ bốn phần - hai vòng và hai khúc giữa. Các lỗ tiện bên trong có đường kính lớn cho phép kiểm soát chất lượng các mối hàn và đặc biệt thuận tiện cho tính linh hoạt của tuabin: với độ dày thành rôto mỏng sẽ không tạo ứng suất nhiệt lớn khi khởi động.

Rôto khối hạ áp được hàn từ chín phần, đường kính lớn nhất của nó đạt 5,6 m, dài 11,5 m, khối lượng 160 T.

Vỏ khối cao áp gồm hai lớp. Vị trí trục của vỏ trong được định vị bên ngoài bằng vấu tròn, vấu này đồng thời là tấm ngăn giữa thân cao áp và thân trung áp. Trong vỏ trong lắp ba tầng; màng ngăn của các tầng khác đặt ở vỏ. Khoảng trống giữa vỏ sử dụng để đặt các ống hơi trích tái nhiệt. Tất cả các màng chắn của thân cao áp đều được làm từ thép không gỉ. Các màng chắn đặt trong vỏ được lắp bằng bulông. Vỏ ngoài của khối cao áp, ngoài phần nằm ngang, có phần được ghép theo chiều dọc nhằm có thể vận chuyển vỏ theo đường sắt. Sau khi lắp phần ghép vào, mối nối được hàn lại. Điều kiện vận hành của thân trung áp nhẹ nhàng hơn của thân cao áp vì thân trung áp vận hành trong hơi quá nhiệt.

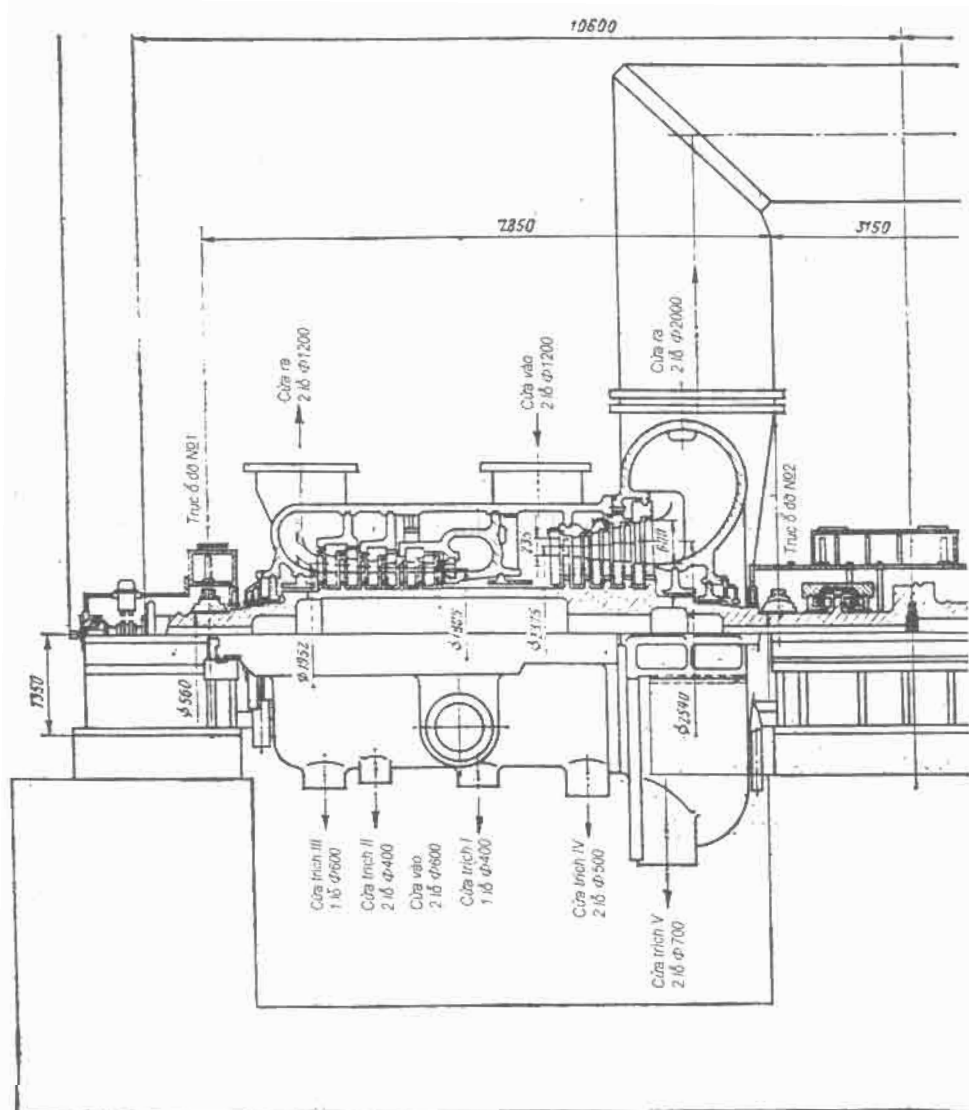
Vỏ khối cao áp tựa vào ổ đỡ trước nhờ vấu là đuôi của mặt bích nửa dưới, còn vỏ khối hạ áp- tựa trực tiếp vào đế trong vùng các đường ống thoát.

Vỏ khối hạ áp được hoàn thiện bằng công nghệ hàn, hai dòng, một vỏ. Các ổ đỡ có thể lấy ra được tựa vào đế; đối với các máy chạy chậm có kích thước ngang lớn, việc bố trí ổ đỡ như vậy lại không được.

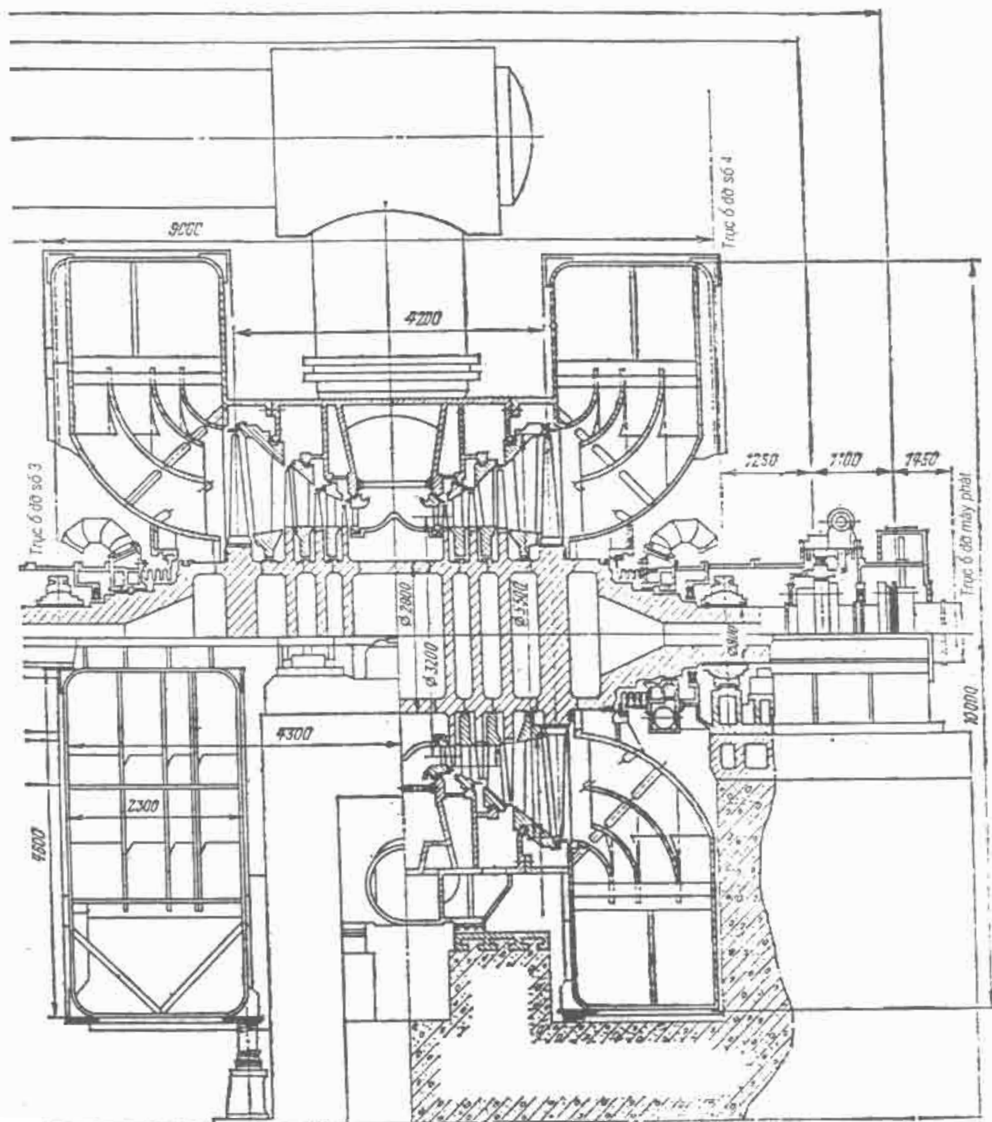
Vỏ chèn vòng khối hạ áp gắn với vỏ ổ đỡ mà không gắn với vỏ khối hạ áp. Giữa vỏ và vỏ ngoài lắp một màng dẻo.

Tất cả các màng chắn của khối hạ áp đều được hàn từ thép không gỉ lắp ở nửa dưới của vỏ khối hạ áp và bắt bulông với phần ghép.

Chiều dài của tuabin không tính máy phát là 24,8 m, khối lượng 1400 T.



Hình 6.51. Mặt cắt ngang tuabin hơi K-500-60/1500



Hình 6.51 (tiếp). Mặt cắt ngang tuabin hơi K-500-60/1500

6.7. TUABIN KHÍ

Tuabin khí tương tự tuabin hơi vì vậy các nguyên tắc làm việc chính, quá trình tạo thành năng lượng, nhiều yếu tố ảnh hưởng đến tính kinh tế đều giống như của tuabin hơi đã xét ở phần trên.

Môi chất làm việc của tuabin khí để phát điện là hỗn hợp sản phẩm cháy của nhiên liệu.

Điều đặc trưng của tuabin khí là chỉ 30 ÷ 40% công suất tuabin được thực hiện trong cơ cấu truyền động, phần công suất còn lại được sử dụng để truyền động máy nén khí. Vì thế tăng hiệu suất tuabin khí lên 1% dẫn đến tăng công suất tuabin lên chính giá trị đó và công suất hữu ích của thiết bị tăng lên khoảng 3%. Từ đó thấy rằng yêu cầu đặc biệt khắt khe là hoàn thành quá trình khí động lực học cho phần chảy của tuabin.

Cùng với việc tăng hiệu suất phần chảy, một trong các phương pháp cơ bản để tăng công suất tuabin là tăng nhiệt độ ban đầu của khí. Chọn nhiệt độ ban đầu của khí phụ thuộc vào một loạt các yếu tố, trước hết là phụ thuộc vào loại nhiên liệu đốt.

Nếu dùng dầu nặng có chứa lưu huỳnh và vanađi thì nhiệt độ ban đầu của khí không được vượt quá 650°C liên quan đến khả năng gây ăn mòn cánh. Dầu nhẹ và khí không giới hạn nhiệt độ khí trước ống phun. Trong trường hợp đó, yếu tố quyết định là độ bền của thành phần rôto. Đặc điểm của vật liệu sử dụng sẽ xác định mối tương quan giữa lực lên cánh và tuổi thọ làm việc.

Một ảnh hưởng lớn lên tuổi thọ làm việc là số lần khởi động tuabin khí, vì trong quá trình khởi động và tập trung công suất sẽ xuất hiện lực tác dụng vào rôto rất lớn. Thí dụ, tuổi thọ của tuabin khí chạy đỉnh công suất 10 MW là 8000 giờ khi khởi động 10 lần, 2400 giờ khi khởi động 1500 lần và 1800 giờ khi khởi động 1800 lần. Như vậy, một lần khởi động tương đương khoảng 3,5 giờ làm việc khi đầy tải.

Điểm khác biệt giữa các tầng đầu tuabin khí với tuabin hơi là tiêu hao thể tích chất làm việc lớn, xác định bởi nhiệt độ cao, áp suất thấp của nó và tiêu hao khối lượng trên một đơn vị công suất hữu ích cũng lớn. Vì thế trong tuabin khí công suất lớn hơn 100 ÷ 200 kW, có thể dùng các cánh có độ cao lớn và tuabin là loại tuabin trục.

Chọn số tầng cho tuabin trục là việc quan trọng khi thiết kế tuabin. Tăng số trục sẽ tăng kích thước và giá của tuabin. làm phức tạp cấu trúc thành phần và việc làm mát, nhưng lại tăng hiệu suất phần chảy. Mặt khác, số tầng ít sẽ ngăn khả năng áp dụng tầng thứ nhất với độ chênh nhiệt lớn và giảm nhiệt độ khí sau ống phun.

Trong tuabin hai tầng, khi nhiệt độ ban đầu của khí là 760°C. nhiệt độ cánh động của tầng thứ nhất bằng 625°C, còn trong tuabin phản lực 10 tầng. nhiệt độ cánh là 738°C khi có cùng nhiệt độ ban đầu. Như vậy, với nhiệt độ cho trước của cánh động tầng thứ nhất, nhiệt độ ban đầu của khí có thể tăng đáng kể trong tuabin xung lực. Ngoài ra, vì trong trường hợp này khí được tăng tốc đến vận tốc trục rất lớn, giảm chiều cao tầng cánh động và giảm lực căng do lực ly tâm, cho phép tăng thêm nhiệt độ ban đầu của khí. Nhiệt độ khí cao trong tầng xác định sẽ điều hoà hiệu suất thấp của tuabin có số tầng ít, nhưng yêu cầu vật liệu chất lượng cao và chế độ làm mát tốt cho vỏ tuabin, thiết bị phun, đường ống vào và các thành phần bao bọc dòng khí cháy.

Như vậy, có một tập hợp các yếu tố ảnh hưởng đến việc chọn số tầng cho tuabin, hơn nữa kể cả cấu trúc nhiều tầng hay ít tầng đều được áp dụng rộng rãi trong thực tế. So với tuabin hơi, tuabin khí có số tầng ít hơn (5 ÷ 6 tầng).

Chỉ các thiết bị dùng nhiên liệu rắn có chứa lưu huỳnh và vanađi có thể đạt được hiệu suất cần thiết khi tuabin có nhiều tầng.

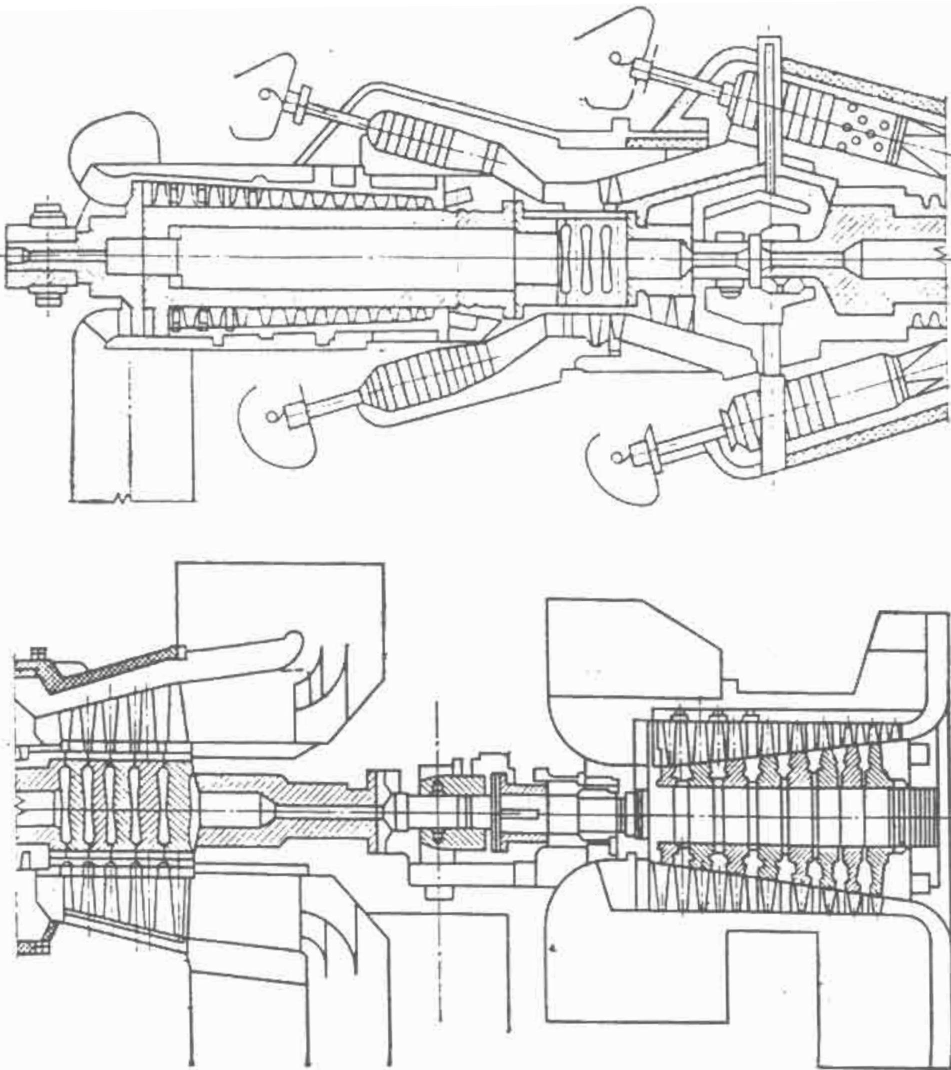
Mặt cắt dọc của tuabin khí hiện đại công suất 100 MW với nhiệt độ khí ban đầu 750°C xem trên hình 6.52.

Thiết bị có thể làm việc được với hai loại nhiên liệu: khí tự nhiên và dầu.

Trong thiết bị này, chưa xét đến sơ đồ nhiệt phức tạp (có làm mát gió trung gian và gia nhiệt trung gian), sử dụng rộng rãi nguyên tắc thiết kế dạng khối và chế tạo thành các thành phần hay cụm riêng biệt.

Ví dụ, hoàn thiện nhóm máy nén khí tuabin loại khối bao gồm: máy nén khí cao áp, khoang đốt cao áp và tuabin cao áp, tuabin này liên kết cấu trúc chung vỏ với khoang đốt hạ áp và tuabin hạ áp.

Vỏ khối tuabin gia công hàn có miếng ghép ngang chung hai miếng ghép công nghệ dọc. Tất cả các miếng ghép đều dùng bích nối.



Hình 6.52. Mặt cắt dọc của tuabin khí ГТ-100 ЛМЗ

Nhờ có bích nối dọc phần trước của vỏ liên kết với phần đầu vào gồm hai nửa: nửa dưới đồng trục với vỏ ổ đỡ chặn trước và thiết bị khởi động (tuabin hơi có số vòng quay lớn), liên kết bởi ống nối thuỷ lực qua bộ truyền bánh răng với rôto máy nén hạ áp.

Các cánh định hướng của máy nén cao áp liên kết với thiết bị định hướng (từ hai nửa miếng ghép ngang) bằng các mối hàn, lắp trong vỏ hình vòng. Loại cấu trúc hai lớp cũng tương tự, mặc dù phức tạp hơn, nhưng bảo dưỡng dễ hơn trên quan điểm đảm bảo độ hở cần thiết cho phần chảy của máy nén cao áp.

Qua ống khuếch tán, gió vào vòng trống trong vỏ khối cao áp, trong đó lắp 12 ống đốt đặt nghiêng của khoang đốt cao áp, liên kết chung với một ống góp vòng, từ đó sản phẩm cháy vào thiết bị phun của tầng thứ nhất tuabin cao áp.

Các cánh phun của cả ba tầng tuabin cao áp tập hợp trong mảng vòng lắp trong vỏ gồm hai nửa và đặt các chèo vào vòng lồi ở vỏ.

Ổ đỡ rôto tuabin cao áp và tuabin hạ áp đặt trong cùng một khối vỏ, liên kết với vỏ của tuabin cao áp bằng bích nối nửa đứng ở nửa dưới và vòng lồi (răng) ở nửa trên. Bên ngoài vỏ hai lớp của khối ổ đỡ trong phủ khí nhiệt độ cao (gần 540°C) thoát ra từ ống khuếch tán sau tuabin cao áp vào khoang trong của vỏ khoang đốt hạ áp gồm 12 ống đốt đặt nghiêng có đầu ra tập trung ở một ống góp trước thiết bị phun của tuabin hạ áp.

Đưa dầu bôi trơn vào và đổ ra và cửa vào của gió làm mát được thực hiện qua gờ đứng phía dươi.

Gắn ống khuếch tán và cánh định hướng quay vòng với mặt bích đứng phía sau vỏ tuabin hạ áp.

Hai vấu ngang đặt tương ứng trong vỏ khoang đốt cao áp và khoang đốt hạ áp, vỏ chịu lực của tuabin tựa vào bốn trụ đứng liên kết với đế. Theo một cặp vấu ngang, có các đầu vào và đầu ra của khối ống tựa vào hai cặp trụ đứng. Điểm cố định (điểm chết) của vỏ chung đặt trên vấu trước phần đầu vào.

Rôto máy nén khí cao áp gia công cán liền, loại trống với các cánh động theo phương tiếp tuyến. Nối bằng mặt bích đứng với miếng ghép vòng trung gian, nhờ 12 bulông gắn vào ba đĩa rôto tuabin cao áp. Các cánh động gắn vào đĩa bằng đầu hình cây thông hai vòng răng. Tuabin hạ áp có cấu trúc tương tự, gồm năm đĩa không có lỗ giữa, giữ bằng 12 bulông gắn với phần trước và sau. Các thành phần của tuabin khí bị tác động của nhiệt độ cao (các mảnh cánh phun, mối liên kết đuôi các cánh động tuabin cao áp và tuabin hạ áp, vỏ trong

của khối ổ đỡ trong, ống đốt khoang đốt cao áp và khoang đốt hạ áp ...) được làm mát bằng gió, lấy từ sau các tầng tương ứng của máy nén cao áp.

Vận chuyển thiết bị đến vị trí lắp tuabin khí được thực hiện thành khối và cụm thiết bị riêng biệt.

Chương 7

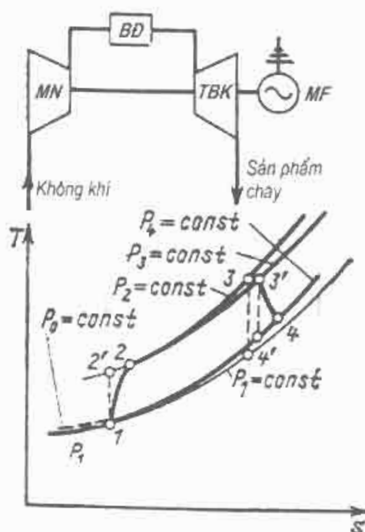
CÁC THIẾT BỊ TUABIN KHÍ, TUABIN KHÍ HỖN HỢP VÀ THIẾT BỊ TỪ THUỶ ĐỘNG

Trong ngành năng lượng hiện nay, cùng với nhà máy nhiệt điện và nhà máy điện nguyên tử tuabin hơi, còn áp dụng nhà máy điện với *tuabin khí* và *tuabin khí hỗn hợp*. Phạm vi sử dụng tuabin khí và tuabin khí hỗn hợp đơn giản là phủ đỉnh và nửa đỉnh của đồ thị phụ tải. Thiết bị từ thuỷ động hiện nay còn đang trong giai đoạn vận hành thử nghiệm.

7.1. THIẾT BỊ TUABIN KHÍ

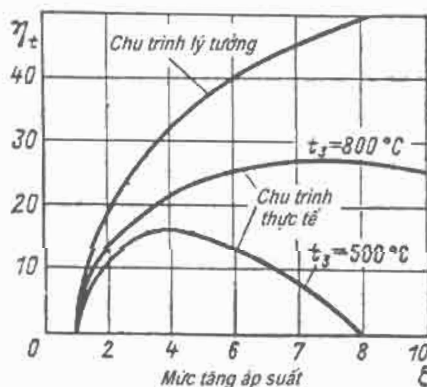
Thiết bị tuabin khí đơn giản nhất và chu trình vận hành thực tế được thể hiện trên hình 7.1 (điểm *1'*, *2'*, *3'*, *4'* trên hình 7.1 đặc trưng cho chu trình lý thuyết và tương ứng với các điểm trên hình 7.1; các điểm *1*, *2*, *3*, *4* đặc trưng chu trình thực tế). Khác với chu trình lý thuyết (xem mục 1.5), hiệu suất thực tế phụ thuộc không chỉ vào độ nén $\eta = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$ mà còn phụ thuộc vào nhiệt độ khí trước tuabin T_3, giá trị hiệu suất trong tương đối của tuabin và máy nén η^{Toi}, η^{Koi} và tổn thất áp lực trong đường khí-gió. Mỗi giá trị T_3 tương ứng giá trị tối ưu $\varepsilon_{tối\ ưu}$ của mình (hình 7.2). Điều này được suy ra từ việc khi tăng ε công suất máy nén sẽ bằng công suất tuabin (khi đó $\eta = 0$). Phương trình công suất tuabin và máy nén như vậy khi $\varepsilon \rightarrow 1,0$ ($\eta = 0$). Như vậy, hàm $\eta = f(\varepsilon)$ có điểm cực đại ở giá trị tối ưu $\varepsilon_{tối\ ưu}$. Tăng hiệu suất tuabin khí bằng cách tăng nhiệt độ ban đầu T_3 bị hạn chế bởi độ bền cháy của kim loại chế tạo tuabin.

Thông thường nhiệt độ đầu của khí trước tuabin lấy 750 ÷ 800°C. Để nhận được nhiệt độ này ở nhiệt độ cháy nhiên liệu lý thuyết 1700 ÷ 2000°C, yêu cầu duy trì lượng gió thừa trước tuabin lớn ($\alpha = 3$ và cao hơn).



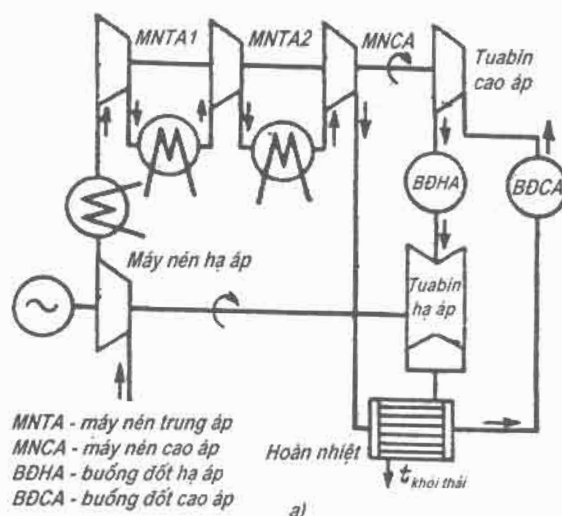
Hình 7.1. Sơ đồ tuabin khí đơn giản nhất và chu trình làm việc thực tế

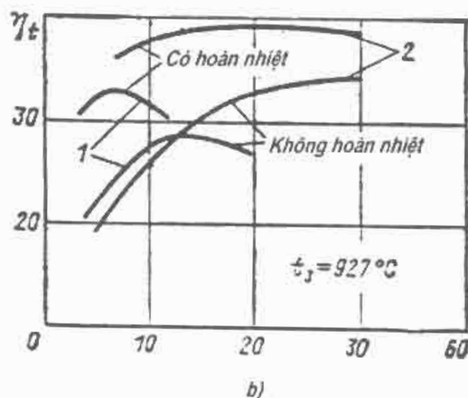
Hiệu suất của tuabin khí đơn giản nhất có giá trị thấp (14 ÷ 18%), vì vậy tuabin khí chỉ được sử dụng để phủ đỉnh biểu đồ phụ tải trong thời gian ngắn, khoảng 200 ÷ 300 giờ trong một năm. Trong trường hợp đó, tăng giá thành 1 kWh được bù bằng cách giảm vốn đầu tư (thiết bị không đắt).



Hình 7.2. Sự phụ thuộc hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin khí vào mức tăng áp suất

Tuabin khí làm việc nhiều giờ (2000 ÷ 3000 và nhiều hơn) với mục đích tăng hiệu suất được thực hiện bằng nhiều tầng cấp nhiệt và làm mát gió trung gian, gia nhiệt không khí bằng khí thải nóng (hình 7.3a) sẽ tiến đến gần giá trị của chu trình lý thuyết theo chu trình Carno.





Hình 7.3. Tuabin khí có thiết bị hoàn nhiệt và làm mát gió

a- sơ đồ tuabin khí hai trục có hoàn nhiệt và làm mát gió; b- sự phụ thuộc hiệu suất nhiệt vào mức độ làm mát trung gian, quá nhiệt khí và hoàn nhiệt;

1- chu trình không có gia nhiệt trung gian và làm mát trung gian; 2- chu trình có hai cấp làm mát trung gian và quá nhiệt khí trung gian.

Sấy không khí nén trong máy nén khí bằng khói nóng được đặc trưng bằng mức độ hoàn nhiệt:

$$\sigma_{hnh} = (T_{hnh} - T''_{mn})/(T''_t - T''_{mn}), \qquad (7.1)$$

ở đây T_{hnh} - nhiệt độ quá nhiệt trong thiết bị hoàn nhiệt không khí, K; T''_t - nhiệt độ khí sau tuabin, K; T''_{mn} - nhiệt độ không khí ra khỏi máy nén, K;

hay:

$$\sigma_{hnh} = \Delta T_{k.kh}/\Delta T_{khoi};$$

ở đây $\Delta T_{k.kh}$ - mức nóng không khí trong bộ hoàn nhiệt; ΔT_{khoi} - làm mát khói trong bộ hoàn nhiệt.

Thông thường bộ hoàn nhiệt là một bộ trao đổi nhiệt gồm các ống. Bề mặt trao đổi nhiệt riêng của thiết bị hoàn nhiệt $H_{h.nh}$, m^2/kg phụ thuộc vào mức độ hoàn nhiệt:

$$H_{h.nh} = A.\sigma_{h.nh}/(1 - \sigma_{h.nh}) \qquad (7.2)$$

ở đây A - hệ số phản ánh tính chất đối tượng làm việc và điều kiện trao đổi nhiệt.

Như vậy, khi $\sigma_{h.nh} \rightarrow 1$, $H_{h.nh} \rightarrow \infty$. Trên thực tế mức hoàn nhiệt nằm trong khoảng 0,6 ÷ 0,8.

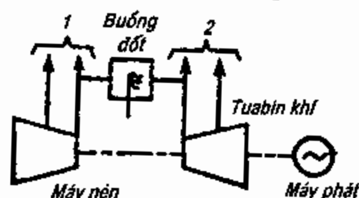
Gia nhiệt khí trung gian và làm mát gió trung gian được thực hiện để tăng hiệu suất tuabin khí, vì khi đó sẽ tăng nhiệt độ trung bình của nhiệt vào và giảm nhiệt độ trung bình khi thoát ra. Phương pháp đã nêu cùng với sấy không khí dẫn đến tăng hiệu suất tuabin khí một cách rõ rệt (xem hình 7.3b). Gia nhiệt khí trung gian còn dẫn đến tăng công suất tuabin khí. Quá trình gia nhiệt thực hiện trong khoang đốt bổ sung giữa tuabin khí cao áp và hạ áp. Khả năng cháy trong khoang một lượng nhiên liệu bổ sung được xác định bằng một lượng không khí thừa lớn và hàm lượng ôxy sau tuabin khí cao áp ở mức 16 ÷ 18%.

Làm mát gió trung gian được thực hiện trong các thiết bị làm mát khí riêng đặt giữa các máy nén chia thành các phần. Phương pháp này giảm công suất cần để dẫn động máy nén khí. Giảm nhiệt độ khí nén làm tăng hiệu quả làm việc của bộ hoàn nhiệt, vì vậy giảm nhiệt độ khói thoát đến giá trị thường lấy đối với tuabin hơi (160 ÷ 170°C). Làm mát gió trung gian yêu cầu lượng nước không lớn so với lượng nước làm mát tuần hoàn trong tuabin hơi.

Một trong các phương pháp phổ biến nhất để tận dụng nhiệt thải từ khói thoát tuabin khí là sử dụng chúng để gia nhiệt nước cấp. Nước của hệ thống được gia nhiệt trong các bộ trao đổi nhiệt, đặt trong đường nước thoát của tuabin. Sơ đồ này ưu việt hơn sơ đồ dùng nhiệt của khói thải cho bộ hoàn nhiệt. Các thiết bị gia nhiệt cho hệ thống nước dân dụng được trang bị cho thiết bị công suất 20, 50 và 100 MW.

Lấy nhiệt thu hồi không chỉ từ các bộ gia nhiệt mà còn từ các bộ làm mát gió trung gian cũng được chế tạo loại hai phần. Sau khi được làm nóng lên trong phần thứ nhất, nước được làm nóng lên tiếp trong bộ thu hồi nhiệt, còn phần thứ hai là làm mát bằng nước tuần hoàn. Không trực tiếp sử dụng nước nóng từ các bộ làm mát gió vì nhiệt độ nước thấp. Rất hiếm trường hợp tận dụng nhiệt này, ví dụ trong bể bơi...

Vì phạm vi thay đổi nhu cầu nhiệt của hệ thống sưởi ấm rộng hơn so với khả năng điều chỉnh của tuabin khí, trong các sơ đồ tương tự sử dụng lò đun nước bổ sung và các thiết bị tích trữ nước nóng.



Hình 7.4. Sơ đồ tuabin khí với hệ thống tận dụng khói thoát

1- trích gió nóng ra cấp thứ nhất của bộ gia nhiệt nước;
2- lấy khói thoát cho bộ thu hồi nhiệt.

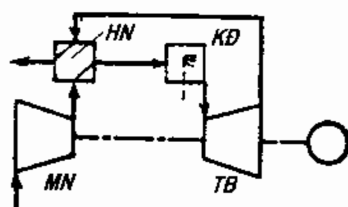
Trên hình 7.4 là sơ đồ tuabin khí với hệ thống tận dụng khói thải. Trong thiết bị có bộ hoàn nhiệt và gia nhiệt hệ thống nước dân dụng. Mùa hè, thiết bị làm việc theo sơ đồ sản xuất điện, còn mùa đông - theo sơ đồ thu hồi nhiệt. Cả hai cấp làm mát không khí - hạ áp và cao áp - đều có hai phần. Qua phần thứ nhất, làm nóng hệ thống nước dân dụng, nước này lấy nhiệt của cả hai cấp khoảng 20 Gcal/h. Sau đó nước vào bộ thu hồi nhiệt cũng có hai phần lắp song song theo đường khí và nước.

Hệ thống tận dụng nhiệt khói thải cho phép đảm bảo kết hợp cả việc hoàn nhiệt và thu hồi nhiệt. Nhờ van chắn, khói có thể hoặc chỉ qua bộ hoàn nhiệt, hoặc chỉ qua bộ gia nhiệt, hoặc lần lượt cho qua bộ hoàn nhiệt và bộ gia nhiệt.

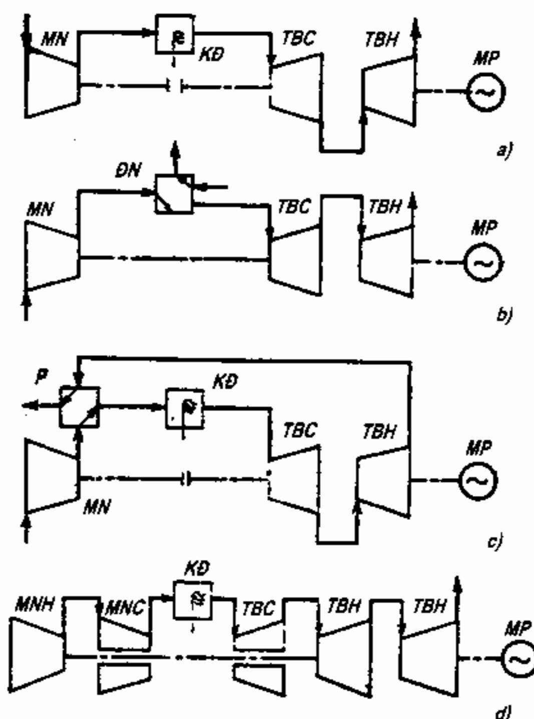
Trên thực tế sử dụng năm dạng sơ đồ cấu trúc tuabin khí sau đây.

Sơ đồ 1. Tuabin khí một trục chu trình đơn giản có máy nén khí hai - ba cấp và tương ứng có một - hai bộ làm mát trung gian (hình 7.1).

Sơ đồ 2. Tuabin khí một trục có hoàn nhiệt bằng khói thải (hình 7.5).



Hình 7.5. Sơ đồ tuabin khí có bộ hoàn nhiệt khói-gió
MN- máy nén khí; HN- bộ hoàn nhiệt; KĐ - khoang đốt; TB - tuabin khí.



Hình 7.6. Sơ đồ tuabin khí hai trục với trục ghép và các thiết bị sinh khí khác nhau
a- Sơ đồ đơn giản nhất; MN- máy nén; KĐ - khoang đốt; TBC- tuabin cao áp; TBH- tuabin hạ áp; b- Sơ đồ với thiết bị đốt nóng (ĐN); c- sơ đồ với bộ hoàn nhiệt; d- sơ đồ có dẫn đến từng máy nén . MNH- máy nén hạ áp; MNC- máy nén cao áp; TBH- tuabin hạ áp.

Sơ đồ 3a-3d. Tuabin khí hai trục có trục ghép, thiết bị chuẩn bị chất làm việc (thiết bị sinh khí) có dự trữ nhiệt năng thừa.

Thiết bị sinh khí gồm một hoặc vài máy nén nén chất làm việc, thiết bị để làm nóng và đốt cháy cho một hoặc vài tuabin dẫn động các máy nén. Vì vậy phụ thuộc vào cấu trúc thiết bị sinh khí, sơ đồ tuabin khí có thể có bốn dạng (hình 7.6, a-d).

Trong sơ đồ 3a (hình 7.6a) thiết bị sinh khí có sơ đồ cấu trúc đơn giản nhất, gồm các máy nén, khoang đốt và tuabin khí để quay máy nén.

Trong sơ đồ 3b, chất làm việc được đốt nóng trong thiết bị trao đổi nhiệt riêng - thiết bị đốt nóng (ĐN) do truyền nhiệt từ nguồn bên ngoài (hình 7.6b).

Trong sơ đồ 3c, trong thiết bị sinh khí, ngoài các thành phần đã kể còn có bộ hoàn nhiệt, nhiệt thừa của khói thải từ tuabin được sử dụng để sấy không khí thoát ra từ máy nén (hình 7.6c).

Trong sơ đồ 3d thiết bị sinh khí được hoàn thiện dưới dạng khối máy nén hai trục, mỗi máy nén được quay bởi tuabin (hình 7.6d).

Sơ đồ 4. Tuabin khí hai trục với trục máy nén tự do (hình 7.3a), máy nén được chia thành cấp nén có làm mát trung gian và bộ hoàn nhiệt.

Sơ đồ 5. Máy nén một trục có sử dụng nhiệt thải (gió hoặc khí nóng) cho nhu cầu công nghiệp hoặc sinh hoạt (hình 7.4).

Điều cơ bản để chọn sơ đồ cấu trúc tuabin khí là các yêu cầu sau: tác dụng của thiết bị; chế độ vận hành; giới hạn kích thước và khối lượng; tính linh hoạt; nhiên liệu sử dụng. Sơ đồ cấu trúc cuối cùng được chọn theo kết quả tính toán kinh tế - kỹ thuật.

Khi chọn sơ bộ sơ đồ cấu trúc tuabin khí cần tham khảo các thông tin sau:

Đối với tuabin khí sử dụng trong các thiết bị năng lượng để phủ tải đỉnh, yêu cầu cơ bản là có tính linh hoạt, giá thành công suất đặt thấp, đảm bảo vận hành với độ bền cao. Vì vậy, đối với loại này tốt nhất là dùng sơ đồ 1 hoặc 3a.

Đối với các tuabin khí sử dụng cho dự phòng khẩn cấp, nghĩa là khi số giờ sử dụng ít nhưng yêu cầu độ bền cao với chi phí chế tạo, bảo dưỡng và vận

hành thấp, tốt nhất là dùng sơ đồ cấu trúc điển hình 3a và 3d, các sơ đồ này cho phép sử dụng tuabin khí ngành hàng không thay thiết bị sinh khí.

Đối với các tuabin khí tĩnh làm việc cho chế độ phủ đáy hay gần như vậy, kinh tế nhất là dùng sơ đồ 2, 3c, 4.

Sơ đồ 5 áp dụng rộng rãi trong tuabin khí công nghệ năng lượng, sử dụng trong các ngành công nghiệp hoá chất, hoá dầu và luyện kim.

Các tuabin khí trong giao thông thường theo sơ đồ cấu trúc 3c và 3d đảm bảo điều kiện tải ngoài và tính linh hoạt cao.

Phân tích kinh tế kỹ thuật chỉ ra ưu điểm của tuabin khí so với tuabin hơi: giảm vốn đầu tư khoảng 20 - 25%; giảm lượng kim loại khoảng 50%; giảm thời gian xây dựng; giảm số lượng nhân viên vận hành khoảng 2 ÷ 2,5 lần. Công suất của tuabin khí hiện nay chưa vượt quá 100 MW, hiệu suất thiết bị khoảng 27 ÷ 37%. Khi tăng nhiệt độ ban đầu của khí lên 1200°C, công suất của tuabin khí sẽ lên đến 200 ÷ 220 MW và hiệu suất thiết bị đến 38 ÷ 40%. Các đặc tính định hướng của một số tuabin khí xem ở bảng 7.1.

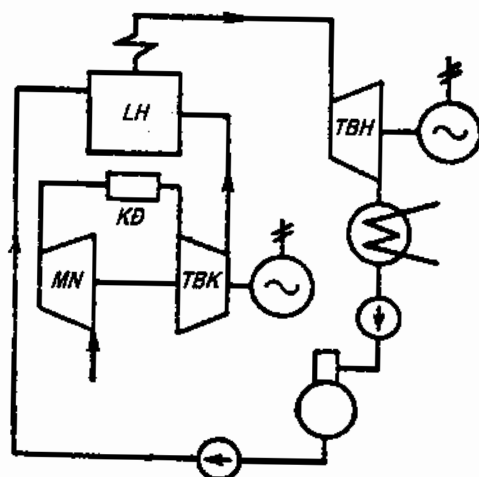
Bảng 7.1

Các đặc tính của tuabin khí

Loại và nhà máy chế tạo	Công suất, MW	Cấp		Hiệu suất, %	Khối lượng cho một đơn vị công suất, kg/kW	Giá xuất xưởng, rúp/kW
		tăng áp suất	hoàn nhiệt			
ГТ-25-750, ЛМЗ	25	10	0,75	28,0	25	40
ГТ-50-800, ХТГЗ	50	20	0,75	33,5	-	32
ГТ-100-750, ЛМЗ	100	26,8	không có	28,0	4,5	12
ГТ-25-750, ЛМЗ	100	20,1	0,8	37,2	-	30

7.2. TUABIN KHÍ HỖN HỢP

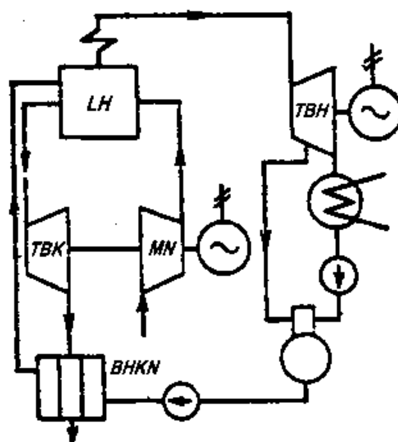
Thiết bị *tuabin hơi khí hỗn hợp* là sự kết hợp công nghệ thiết bị tuabin khí và tuabin hơi, liên kết chung trong một chu trình nhiệt. Sơ đồ tuabin khí hỗn hợp đơn giản nhất thể hiện trên hình 7.7. Theo sơ đồ này, khí thoát ra từ tuabin khí với nhiệt độ còn khá cao được đưa vào buồng đốt của lò hơi, thay thế một lượng nhiên liệu tương ứng để đốt trong buồng đốt. Vì trong thiết bị tuabin khí sử dụng nhiên liệu dạng khí và lỏng quý hiếm, nên sự liên kết với tuabin hơi này chỉ có thể áp dụng trong thời gian cần phủ tải đỉnh. Trong thời gian còn lại, tuabin khí có thể dừng còn tuabin hơi làm việc theo chế độ thông thường. Sơ đồ tuabin hơi - khí hỗn hợp này còn gọi là sơ đồ lò hơi cột áp thấp, vì áp suất trong buồng đốt chỉ gần 0,1 MPa, do vậy có ưu điểm là linh hoạt khi cần tập trung công suất đỉnh. Tuy nhiên xuất hiện khó khăn ở bộ sấy không khí, vì để đốt nhiên liệu trong lò hơi cần gió nóng, nay được thay bằng khí thoát của tuabin khí có lượng không khí thừa lớn với hàm lượng ôxy 16 ÷ 18%. Đóng một phần hay đóng hoàn toàn các bộ sấy không khí sẽ làm tăng nhiệt độ khói thoát của tuabin hơi. Tập hợp tất cả các điều trên đây, về tổng thể hiệu suất của tuabin sẽ tăng lên một chút. Xây dựng lại sơ đồ nhiệt phần hơi của thiết bị (thay gia nhiệt nước cấp bằng gia nhiệt khí - nước) để thiết bị phủ tải đáy khi liên tục đốt nhiên liệu khí hoặc dầu.



Hình 7.7. Sơ đồ tuabin khí hỗn hợp với lò hơi áp lực thấp

MN- máy nén; TBK- tuabin khí; TBH- tuabin hơi; KĐ - khoang đốt; LH- lò hơi áp lực thấp.

Sơ đồ kết cấu của tuabin khí hỗn hợp với lò hơi áp lực cao được trình bày trên hình 7.8. Buồng đốt của lò hơi hoạt động dưới áp lực bằng áp suất khí trước tuabin khí (0,5 ÷ 1,0 MPa), nghĩa là lò hơi áp lực cao đồng thời phục vụ khoang đốt tuabin khí và lò hơi cho phần hơi của thiết bị. Khí áp lực cao trong buồng đốt tạo điều kiện tốt cho việc trao đổi nhiệt, giảm thể tích khoang đốt, giảm kích thước so với buồng đốt của các lò hơi tương tự từ 2 ÷ 3 lần. Nhiệt của khói thải được sử dụng để gia nhiệt nước cấp do vậy không cần gia nhiệt nước cấp bằng hơi. Hiệu suất thiết bị đạt 42 ÷ 43% (bảng 7.2).



Hình 7.8. Sơ đồ tuabin hơi khí hỗn hợp với lò hơi áp lực cao

MN- máy nén; TBK- tuabin khí; TBH- tuabin hơi; LH- lò hơi áp lực cao; BHKN- bộ hâm khí - nước.

Bảng 7.2

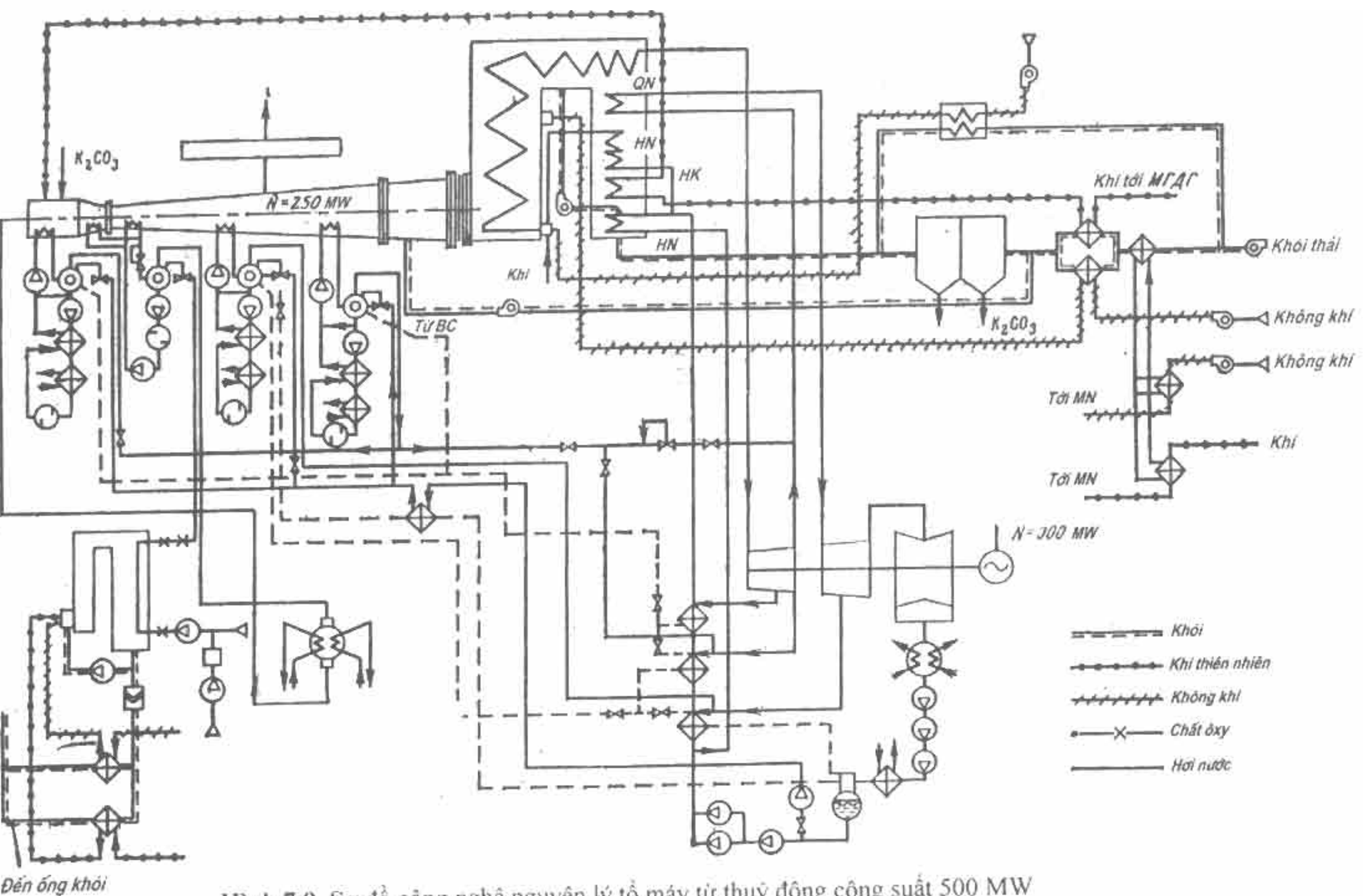
So sánh tính kinh tế của tuabin khí hỗn hợp và tuabin hơi

Loại tuabin hơi - khí hỗn hợp	Công suất tuabin khí, kW	Công suất tuabin hơi, kW	Hiệu suất tuabin khí hỗn hợp	Tính kinh tế so với tuabin hơi	
				Nhiên liệu, %	Chi phí tính toán, 10^6 rúp/năm
Có xả khí vào lò:					
ПГУ-400	100	300	40,9	4	1,0
ПГУ-200	40	160	39,4	4 ÷ 5	0,44
Với lò hơi áp lực cao					
ПГУ-400	100	300	43 ÷ 43,5	6 ÷ 7	2,3
ПГУ-200	40	200	41,5 ÷ 42	8 ÷ 9	10

7.3. THIẾT BỊ TỪ THUỶ ĐỘNG

Sơ đồ nguyên lý và chu trình làm việc của thiết bị từ thuỷ động đã được xem xét trong mục 1.5. Cần nhấn mạnh rằng, nguyên tắc làm việc của thiết bị từ thuỷ động đơn giản và cho phép thực hiện quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành điện mà không dùng động cơ có thành phần quay. Điều này cho phép nâng nhiệt độ vào lên rất nhiều do đó tăng hiệu suất thiết bị lên rõ rệt. Ngoài ra trong thiết bị từ thuỷ động dễ tập trung công suất lớn - đến 1000 ÷ 2000 MW. Nguồn nhiệt để nhận được dòng khí nhiệt độ cao hoặc nhiên liệu hữu cơ, trong đó có than, hoặc nhiên liệu hạt nhân. Trong trường hợp thứ nhất, sử dụng sơ đồ mở thải khói vào khí quyển; trong trường hợp thứ hai sử dụng sơ đồ kín tuần hoàn chất tải nhiệt là kim loại lỏng hoặc khí.

Tuy nhiên trong quá trình chế tạo thiết bị từ thuỷ động thử nghiệm công nghiệp, xuất hiện các khó khăn kỹ thuật lớn. Trước hết đòi hỏi các bộ sấy không khí nhiệt độ cao hoặc sự cần thiết làm giàu không khí bằng ôxy; tạo nên từ trường với độ cảm ứng cao (đến 10 Bδ/m^2); đạt được độ dẫn plasma cao ở nhiệt độ không cao (2000 ÷ 2500^{o}C). Mặt khác, sản xuất thiết bị với máy phát từ thuỷ động yêu cầu áp dụng vật liệu chịu lửa, chịu nhiệt và chống cháy. Vật liệu như vậy chỉ có gốm, nitrua, cacbua, ôxit kim loại, một vài kim loại nguyên chất (vônfram, tantali, môlipđen ...), dẫn đến tăng giá thiết bị và hạn chế chế độ làm việc. Một nhược điểm lớn của thiết bị từ thuỷ động là máy phát từ thuỷ động cấu trúc đơn giản có từ trường tĩnh vì vậy tạo ra dòng điện một chiều. Để chuyển thành dòng xoay chiều cần thiết bị chuyển đắt và lớn. Dùng từ trường thay đổi và sản xuất ra dòng xoay chiều sẽ dẫn đến phức tạp hoá cấu trúc máy phát từ thuỷ động. Cần nhấn mạnh rằng, chất lượng máy phát từ thuỷ động phục vụ cho tuabin của nhà máy điện nguyên tử chưa phù hợp do chưa giải quyết được vấn đề phải có lò phản ứng nhiệt độ cao. Hiện nay mới chỉ dùng máy phát từ thuỷ động cho tuabin hơi thông thường. Trong trường hợp này xuất hiện tổn thất nhiệt động lực lớn khi sử dụng khói thải nhiệt độ cao 2500 K từ máy phát từ thuỷ động, hiệu suất chung của thiết bị giảm đáng kể (đến 45 ÷ 46%) và trở nên không thể so sánh được với hiệu suất của tuabin khí hỗn hợp. Tất cả các điều này dẫn đến việc hạn chế sản xuất và trang bị thiết bị từ thuỷ động. Ở CHLB Nga mới chỉ có thiết bị thử nghiệm công nghiệp loại mở Y-25 (công suất 25 MW) và hiện nay trang bị thiết bị công nghiệp đầu tiên với công suất điện 500 MW, sơ đồ trình bày ở hình 7.9.



Hình 7.9. Sơ đồ công nghệ nguyên lý tổ máy từ thuỷ động công suất 500 MW

Trên cơ sở thiết kế nhà máy điện công nghiệp từ thuỷ động có thể đưa ra các vấn đề sau.

Các giải pháp kỹ thuật trong thiết kế cần có sự khẳng định chắc chắn bằng thử nghiệm thực tế. Trước hết là chọn nhiên liệu, vì hiện nay ở CHLB Nga mới chỉ thử nghiệm dùng khí thiên nhiên cho thiết bị từ thuỷ động.

Thiết bị dùng hơi của tổ máy từ thuỷ động là loại tiêu chuẩn trong sản xuất và vận hành. Công suất của nó nhỏ nhất vì chi phí hạn chế cho tổ máy nhưng không nhỏ hơn công suất mà máy phát từ thuỷ động nhận được độ kinh tế hợp lý.

Đáp ứng được điều kiện này là tuabin đã được sử dụng rộng rãi ở Liên Xô (cũ) K-300-240. Công suất từ thuỷ động đối với tuabin này là 240 ÷ 260 MW - nhỏ hơn nhiều giá trị tối ưu đối với máy phát từ thuỷ động, nhưng đủ để chứng minh các ưu điểm của phương pháp từ thuỷ động.

Điều đặc biệt của thiết bị từ thuỷ động (tăng nhiệt độ sản phẩm cháy có trong sản phẩm cháy các chất phụ gia, cần sử dụng nhiệt lấy từ hệ thống làm mát khoang đốt và máy phát từ thuỷ động trong chu trình hơi ...) là lò hơi của tổ máy từ thuỷ động có cấu trúc khác loại tiêu chuẩn.

Theo cấu trúc thiết bị thấy rằng tất cả thiết bị mới (hệ thống siêu dẫn từ tính, máy nén khí, hệ thống khử các tạp chất trong sản phẩm cháy, phần điện của máy phát từ thuỷ động ...) đều đạt các tiêu chuẩn kỹ thuật, có thể sản xuất trong các nhà máy chế tạo thiết bị công nghiệp và sử dụng lượng vật liệu mới ít nhất.

Gia nhiệt chất ôxy hoá đến 1700°C và thực hiện trong thiết bị nung atonôm nhiệt độ cao (lò nung bằng gió nóng), vì gia nhiệt chất ôxy hoá nóng hơn nữa hoặc thay thế bộ nung atonôm bằng loại hoàn nhiệt cần sử dụng vật liệu mới, nên để sản xuất nó cần trang bị tốn kém.

Với máy phát từ thuỷ động người ta đã tính toán rằng, lưu lượng và entanpi khói thải đủ để cung cấp hơi với số lượng cần thiết cho tuabin K-300-240.

Chất ôxy hoá dùng ở đây là không khí được làm giàu ôxy (đến 27%) và được nung nóng đến 1700°C. Làm giàu nhẹ không khí là biện pháp dự phòng

nếu trong giai đoạn vận hành ban đầu nhiệt độ và độ dẫn điện của plasma thấp hơn so với tính toán. Nếu đạt được thông số tính toán thì không cần làm giàu không khí. Trong cả hai trường hợp cũng chỉ sử dụng cùng một thiết bị.

Nhà máy điện từ thuỷ động tập hợp các máy nén dẫn động bằng động cơ đồng bộ. Giải pháp kinh tế hơn là máy nén được dẫn động bằng tuabin riêng nhận một phần hơi từ khối cao áp của tuabin chính sau quá nhiệt trung gian. Tuy nhiên trong trường hợp đó cần chế tạo tuabin hơi mới để dẫn động máy phát điện, vì lưu lượng hơi trước và sau quá nhiệt trung gian rất khác nhau. Đối với tổ máy đầu tiên, quyết định này chưa được áp dụng tuy nhiên khi sản xuất nhà máy điện từ thuỷ động hàng loạt sẽ đề xuất xem xét lại vấn đề này và đưa đến quyết định dùng hơi dẫn động cho máy nén.

Vấn đề phức tạp nhất là sử dụng nhiệt tiềm năng thấp trong chu trình từ thuỷ động một cách hợp lý. Khác với nhà máy tuabin khí thông thường, trong nhà máy từ thuỷ động việc làm mát khói thải trong vùng nhiệt độ dưới 300°C không dẫn đến ôxy hoá vì nó thoát ra từ máy nén khí có nhiệt độ tương đối cao. Ngoài ra, 7 ÷ 9% nhiệt của nhiên liệu đã cháy lấy ra từ hệ thống làm mát khoang đốt và máy phát từ thuỷ động ở nhiệt độ không lớn hơn 250 ÷ 260°C. Chỉ có thể sử dụng nhiệt tiềm năng thấp trong điều kiện lấy ra một phần hơi tái nhiệt, sử dụng nhiệt của khói thoát để làm nóng nhiên liệu và sấy không khí vào thiết bị nung atonôm nhiệt độ cao và cho mục đích khác. Kinh nghiệm cho thấy rằng, dùng thiết bị từ thuỷ động thay vì tuabin hơi cho phép tiết kiệm gần 20% nhiên liệu, giảm chi phí cho sản phẩm đến 6 ÷ 7%.

Chương 8

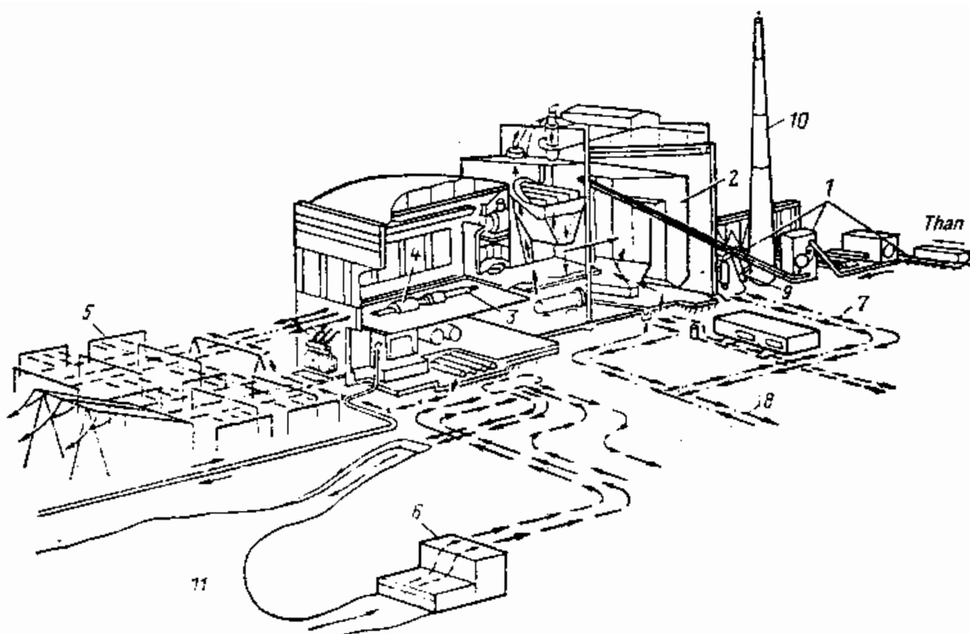
CÁC NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN VÀ ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Tập hợp các thiết bị và cơ cấu phục vụ cho việc thực hiện các chu trình nhiệt động để chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng và sau đó thành điện năng được gọi là các *nhà máy nhiệt điện*. Nhà máy điện kết hợp sản suất điện năng và nhiệt năng gọi là *nhà máy điện đồng phát*.

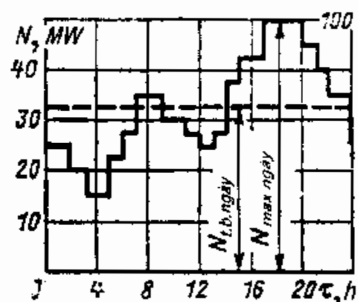
Như vậy, các nhà máy nhiệt điện bao gồm các thiết bị, công nghệ cần thiết để không ngừng sản xuất ra điện và khi cần thiết sản xuất cả năng lượng nhiệt. Ví dụ tập hợp nhà máy nhiệt điện tuabin hơi (hình 8.1) chạy bằng nhiên liệu hoá thạch sẽ gồm hệ thống cung cấp nhiên liệu *1*, lò hơi *2*, tuabin hơi *3*, máy phát điện *4*, hệ thống sân phân phối *5*, hệ thống nước tuần hoàn *6*, hệ thống thu gom tro xỉ *7* và hệ thống thải xỉ *8*, hồ chứa nước *11*, hệ thống quạt khói *9* và ống khói *10*. Tất cả các thiết bị này kết hợp chặt chẽ với hệ thống đường ống hơi nước, đường gió khói và hệ thống phân phối điện.

8.1. TIÊU THỤ VÀ SẢN XUẤT ĐIỆN NĂNG, NHIỆT NĂNG

Nét đặc trưng của điện năng và một phần của nhiệt năng là sự cần thiết phải đồng bộ hoá trong việc sản xuất và tiêu thụ. Trong khi đó trong khoảng thời gian một ngày, một tuần, một tháng hay một năm, nhu cầu tiêu thụ điện hay nhiệt lại thay đổi. Trong thực tế người ta thiết lập đồ thị tương quan giữa nhu cầu tiêu thụ điện năng và nhiệt theo thời gian.



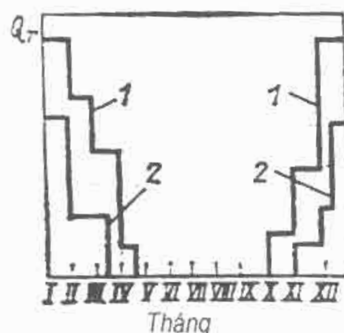
Hình 8.1. Sơ đồ công nghệ nhà máy nhiệt điện dùng than



Hình 8.2. Biểu đồ phụ tải ngày

Trên hình 8.2 là biểu đồ phụ tải ngày đặc trưng thể hiện mối quan hệ giữa thay đổi nhu cầu phụ tải điện và thời gian trong ngày (τ). Đồ thị thể hiện sự tăng nhu cầu phụ tải vào ban ngày (đặc biệt là các giờ buổi chiều) và giảm rõ rệt vào buổi đêm (phụ tải ban đêm). Tương tự như vậy, sẽ có biểu đồ phụ tải năm.

Trên hình 8.3 đưa ra biểu đồ năm thể hiện nhu cầu nhiệt năng theo các tháng trong năm.



Hình 8.3. Biểu đồ phụ tải nhiệt năm

1- giá trị lớn nhất; 2- giá trị nhỏ nhất

Đáp ứng sự thay đổi theo thời gian của nhu cầu phụ tải điện và nhiệt là các nhà máy nhiệt điện, các nhà máy điện đồng phát trong hệ thống điện và các nhà máy điện độc lập. Tương ứng với biểu đồ nhu cầu phụ tải, chế độ làm việc của các thiết bị cũng như nhân viên vận hành trong hệ thống điện cũng sẽ thay đổi.

Đánh giá một cách khách quan các dạng biểu đồ phụ tải được thể hiện bởi một loạt các chỉ tiêu của chế độ nhu cầu phụ tải.

Hệ số sử dụng phụ tải đỉnh g_M là tỷ số giữa phụ tải trung bình ngày N_{tb} và giá trị lớn nhất của nó N_{max}:

$$g_M = N_{tb}/N_{max} \quad (8.1)$$

Số giờ sử dụng phụ tải đỉnh T_M là tỷ số giữa sản lượng điện ở thời gian xét và phụ tải lớn nhất trong thời gian xét:

$$T_M = Э/N_{max} \quad (8.2)$$

ở đây Э - sản lượng điện trong ngày (tháng, năm):

$$Э = \int_0^{24} N d\tau$$

Hệ số không đồng đều của phụ tải ngày đêm f_{min} là tỷ số giữa phụ tải lớn nhất và phụ tải nhỏ nhất trong ngày:

$$f_{min} = N_{min}/N_{max} \quad (8.3)$$

Các hệ số tương tự như vậy có thể áp dụng đối với ngày cũng như năm. Trong hệ thống điện (hay các nhà máy điện độc lập), công suất đặt $N_{đặt}$ thấp hơn công suất max N_{max} một giá trị dự phòng. Tỷ số giữa các giá trị công suất này xác định bởi *hệ số dự phòng*:

$$\rho = N_{đặt}/N_{max} \quad (8.4)$$

Trên thực tế, công suất khả dụng có thể khác xa so với công suất đặt (do mực nước thấp trong hồ chứa đối với nhà máy thuỷ điện, chất lượng than xấu, thiết bị hỏng hóc...), để xác định hệ số dự phòng, người ta dùng khái niệm tỷ lệ công suất khả dụng (là phần công suất đặt có thể huy động tại thời điểm đó) với công suất max.

8.2. PHÂN LOẠI CÁC DẠNG NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Các nhà máy nhiệt điện có sự phân loại khác nhau phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Theo dạng năng lượng tạo thành sẽ phân loại thành nhà máy điện tuabin hơi với sự ngưng tụ hơi ra khỏi tuabin chỉ để sản xuất điện, đó là *nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý* và nhà máy nhiệt điện vừa sản xuất điện năng vừa sản xuất nhiệt năng, đó là *nhà máy điện đồng phát*.

Theo dạng thiết bị nhiệt để làm quay máy phát người ta phân thành: nhà máy nhiệt điện tuabin hơi và nhà máy điện tuabin khí hoặc khi kết hợp cả tuabin hơi và khí gọi là nhà máy điện tuabin khí hỗn hợp.

Theo dạng nhiên liệu sơ cấp sẽ phân loại thành: nhà máy nhiệt điện dùng nhiên liệu hoá thạch (than, dầu, khí) và nhà máy điện sử dụng nhiên liệu hạt nhân (đồng vị uran) đó là nhà máy điện nguyên tử và nhà máy điện nguyên tử có sản xuất nhiệt.

Người ta còn phân loại các nhà máy điện theo các đặc điểm khác: theo thông số hơi ban đầu, theo công suất đặt, theo công nghệ theo nhu cầu sử dụng nhà máy để phủ biểu đồ phụ tải (phủ đáy, bán phủ đáy, phủ đỉnh, bán phủ đỉnh) ...

8.3. CHỈ TIÊU KINH TẾ NHIỆT CỦA CÁC NHÀ MÁY ĐIỆN TUABIN HƠI

Chỉ tiêu vận hành cơ bản nhất của một nhà máy nhiệt điện là suất tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị điện năng; trong kỹ thuật nhiệt động, chỉ tiêu này thể hiện hiệu suất của thiết bị. Trong kỹ thuật, thông thường còn dùng đại lượng suất tiêu hao nhiên liệu quy ước cho một đơn vị điện năng. Dù dùng cách này hay cách khác, các đại lượng này đều có liên quan mật thiết với nhau.

Theo định luật nhiệt động, quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng, ngay cả trong một thiết bị nhiệt lý tưởng cũng không thể có chuyển hoá tương đương, vì luôn có tổn thất một phần nhiệt cho "nguồn lạnh"; ngoài ra trong toàn bộ sơ đồ công nghệ, quá trình chuyển hoá năng lượng trong một nhà máy điện bất kỳ đều xuất hiện tổn thất bổ sung trong các thiết bị như lò hơi, tuabin, hệ thống đường ống, hệ thống điện tự dùng ... Như vậy, để xác định tính kinh tế nhiệt chung cần thiết lập mối tương quan giữa các đại lượng này và ảnh hưởng của chúng tới các chỉ tiêu.

Hãy xem xét mối tương quan thể hiện bằng các chỉ tiêu tính kinh tế nhiệt đối với các nhà máy điện tuabin hơi chạy nhiên liệu hoá thạch.

Đối với nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý, cân bằng giữa năng lượng tiêu thụ, sản lượng điện và các tổn thất năng lượng thể hiện ở dạng sau:

$$Q_{NM} = N_e + Q_{ngung} + Q_{co} + Q_{MF} + Q_{d.\hat{o}} + Q_{lohoi}.$$

Ở đây Q_{NM} - nhiệt năng của nhiên liệu cấp vào thiết bị, đốt cháy không có tổn thất; N_e - sản lượng điện tại thanh cái công suất máy phát; Q_{ngung} - tổn thất nhiệt do nước làm mát bình ngưng, nghĩa là tổn thất nhiệt cho "nguồn lạnh"; Q_{co} - tổn thất cơ học trong các ô bi và các cơ cấu của tuabin; Q_{MF} - tổn thất điện năng trong máy phát (làm nóng stato và rôto ...); $Q_{d.\hat{o}}$ - tổn thất nhiệt trong hệ thống đường ống của nhà máy; Q_{lohoi} - tổn thất nhiệt trong buồng đốt (khi đốt nhiên liệu, theo khói thoát ...).

Khi xác định các đại lượng này theo một đơn vị sản lượng điện (1 kWh), cân bằng thể hiện ở dạng sau:

$$q_{NM} = 1 + q_{ngung} + q_{co} + q_{MF} + q_{d.\hat{o}} + q_{lohoi} = 1 + \Sigma q_{t\hat{o}n\ th\hat{a}t}$$

ở đây q_{NM} - suất tiêu hao nhiên liệu sơ cấp để sản xuất 1 kWh điện năng: q_{ngung}, q_{co}, ..., q_{lohoi} - các tổn thất tương ứng.

Khi đó hiệu suất của nhà máy điện được xác định theo biểu thức:

$$\eta_{NM} = \frac{N_e}{Q_{NM}} = \frac{1}{q_{NM}} = 1 - \frac{\sum q_{tonthat}}{q_{NM}} \qquad (8.5)$$

Hiệu suất của nhà máy điện (η_{NM}) có thể xác định trực tiếp qua suất tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị sản lượng điện. Nếu cho rằng $Q_{NM} = B\,Q_{thap}^{tinhtoan}$, ở đây B - lượng nhiên liệu tiêu thụ trong một giờ: $Q_{thap}^{tinhtoan}$ - nhiệt trị của nhiên liệu, khi đó:

$$\eta_{NM} = 3600N_e/B\,Q_{thap}^{tinhtoan} \qquad (8.6)$$

Hiệu suất của nhà máy điện còn tính được qua suất tiêu hao nhiệt riêng cho 1 kWh điện năng hoặc suất tiêu hao nhiên liệu quy ước $b_{q.uoc}$:

$$\eta_{NM} = \frac{3600N_e}{BQ_{thap}^{tinhtoan}} = \frac{3600N_e}{B_{q\,uoc}\,29310} = \frac{0{,}123}{b_{q\,uoc}} \qquad (8.7)$$

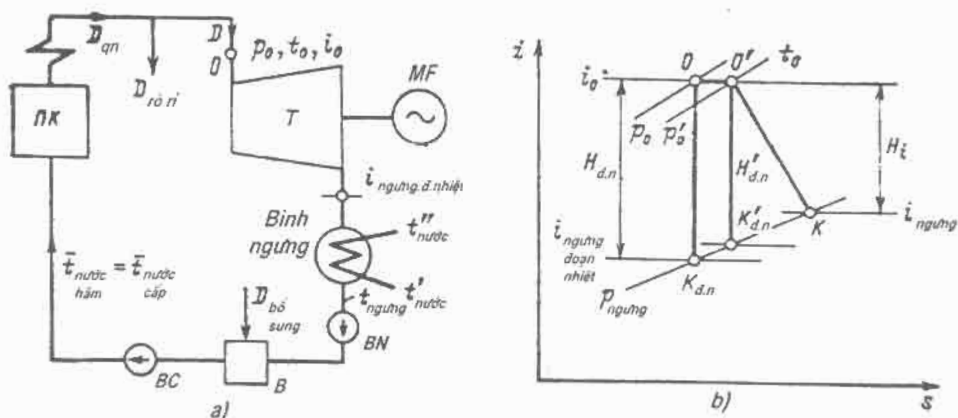
ở đây 29310 kJ/kg - nhiệt trị của nhiên liệu quy ước.

Tất cả các biểu thức tính hiệu suất kể trên trong thực tế sẽ áp dụng ở dạng này hay dạng khác tuỳ thuộc vào điều kiện tính toán cụ thể hoặc hệ đơn vị tính toán áp dụng.

Để thuận tiện trong các tính toán tiếp theo và khi phân tích sơ đồ nhiệt của nhà máy điện, hiệu suất nhà máy điện được thể hiện ở dạng hiệu suất từng thành phần riêng trong sơ đồ công nghệ.

Đầu tiên chúng ta nghiên cứu nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý loại đơn giản nhất làm việc theo chu trình Rankin (hình 8.4). Hiệu suất nhiệt tương ứng theo ký hiệu thể hiện trên hình bằng:

$$\eta_t = \frac{Q_0 - Q_{ngung}}{Q_0} = \frac{(i_0 - \overline{t_{n\,ham}}) - (i_{ng\,d\,nhiet} - \overline{t_{ngung}})}{i_0 - \overline{t_{n\,ham}}} = \frac{H_{d\,nhiet} - h_{bom}}{i_0 - \overline{t_{n\,ham}}} \qquad (8.8)$$



Hình 8.4. Thiết bị tuabin hơi thuần tuý loại đơn giản nhất.
a- sơ đồ thiết bị; b- quá trình hơi trong tuabin theo đồ thị *i-s*
LH - lò hơi; T - tuabin; MP- máy phát; BN - bình ngưng; BN - bơm nước ngưng; BC - bơm nước cấp; B - Bể nước ngưng; $\bar{t}_{n\ ngung}$, $\bar{t}_{n\ cap}$ - entanpi của nước sau bình ngưng và sau bơm cấp; D- lưu lượng hơi vào tuabin; $D_{b\ sung}$ - nước bổ sung; $D_{ro\ ri}$ - nước và hơi rò rỉ.

Trong biểu thức (8.8) có tính đến công ép nước ngưng (nước cấp cho lò hơi) vào các bơm nước ngưng và bơm nước cấp bằng $h_{n.cap} = \bar{t}_{n\ ham} - \bar{t}_{ngung}$.

Công đoạn nhiệt ép vào bơm có thể xác định theo biểu thức:

$$h_{bom}^{d\ nhiet} = (p_{day} - p_{hut})v,$$

ở đây p_{day}, p_{hut} - áp suất nước tại đầu đẩy và đầu hút của bơm; v - thể tích riêng trung bình của nước.

Tính cả hiệu suất bơm η_{bom} thì công ép nước vào bơm bằng:

$$h_{bom} = \frac{p_{day} - p_{hut}}{\eta_{bom}} v \tag{8.9}$$

Đại lượng này tương đương với việc làm nóng nước lên trong bơm. Với áp suất ban đầu của tuabin không vượt quá 10,0 MPa, đại lượng h_{bom} có thể bỏ qua và có thể tính hiệu suất nhiệt theo biểu thức:

$$\eta_t = \frac{H_{d\ nhiet}}{i_0 - \bar{t}_{ngung}} \tag{8.9a}$$

Nếu tính cả hiệu suất trong tương đối của phần dòng chảy trong tuabin $\eta'_{oi} = H_i/H'_{d.nhiet}$, tổn thất do xả $\eta'_{tietlưu} = H'_{d.nhiet}/H_{d.nhiet}$ (theo ký hiệu thể hiện trên hình 8.4), thì hiệu suất trong tương đối của tuabin sẽ bằng:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_{d.nhiet}} = \frac{H_i}{H'_{d.nhiet}} \frac{H'_{d.nhiet}}{H_{d.nhiet}} = \eta'_{oi}\eta_{tietluu}$$

còn *hiệu suất trong tuyệt đối* của tuabin sẽ bằng:

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - \bar{t}_{bom}} = \frac{H_i}{H_{d.nhiet}} \cdot \frac{H_{d.nhiet}}{i_0 - \bar{t}_{bom}} = \eta_t \eta_{oi} \qquad (8.10)$$

Tiếp đến tính tổn thất cơ học trong thiết bị dưới dạng hiệu suất "cơ khí" η_{co} và tổn thất điện trong máy phát η_{MF}, ta tìm được hiệu suất điện tuyệt đối của tuabin:

$$\eta_e = \eta_i \eta_{co} \eta_{MF} = \eta_{nhiet} \eta_{oi} \eta_{co} \eta_{MF} \qquad (8.11)$$

Để đánh giá tổn thất nhiệt trong tuabin, ta xác định suất tiêu hao nhiệt trong tuabin (trong một giờ) dưới dạng:

$$Q_e = D.(i_0 - \bar{t}_{bom})$$

và tải nhiệt của lò hơi dưới dạng:

$$Q_{lohoi} = D_{q.nhiet}.(i_{q.nhiet} - \bar{t}_{bom}),$$

ở đây D và $D_{q.nhiet}$ - lưu lượng hơi vào tuabin trong một giờ và hơi ra khỏi lò hơi; i_0, $i_{q.nhiet}$ - entanpi của hơi vào tuabin và ra khỏi lò hơi.

Khi đó hiệu suất chuyển nhiệt (hay hiệu suất dòng nhiệt) được xác định theo biểu thức:

$$\eta_{TP} = \frac{Q_e}{Q_{lohoi}} = \frac{D(i_0 - \bar{t}_{bom})}{D_{q.nhiet}(i_{q.nhiet} - \bar{t}_{bom})} \qquad (8.12)$$

Cuối cùng, tính đến hiệu suất lò hơi η_{lohoi}, có thể xác định hiệu suất của toàn hệ thống (hiệu suất Brutto):

$$\eta_{NM} = \eta_e \eta_{d.ô} \eta_{lohoi} = \eta_{nhiet} \eta_{oi} \eta_{co} \eta_{MF} \eta_{d.ô} \eta_{lohoi} \qquad (8.13)$$

Nếu tính cả tổn thất điện cho nhu cầu tự dùng (bơm nước cấp, bơm nước ngưng, bơm tuần hoàn, quạt khói...) dưới dạng N_{tudung} - công suất làm việc của các máy móc tự dùng, thì hiệu suất tinh của hệ thống sẽ được tính như sau:

$$\eta_{NM}^{netto} = \frac{N_e - N_{tu\,dung}}{Q_{NM}} = \frac{N_e}{Q_{NM}}(1 - Э_{tudung}) = \eta_{NM}(1 - Э_{tudung}) \qquad (8.13a)$$

ở đây $Э_{tu.dung} = N_{tu.dung}/N_e$ - tổn thất tương đối do điện tự dùng của toàn hệ thống.

Đối với thiết bị tuabin hơi hiện đại:

η_{nhiet} phụ thuộc vào các thông số đầu và cuối của hơi, vào sự hoàn thiện của sơ đồ nhiệt, nghĩa là chu trình nhiệt động của thiết bị và nằm trong khoảng 0,4 ÷ 0,6;

η_{oi} phụ thuộc vào cấu trúc của tuabin hơi, các thông số hơi, công suất thiết bị và bằng 0,6 ÷ 0,9.

η_{co} và η_{MF} phụ thuộc vào công suất của thiết bị tuabin, máy phát, số trục và thường lấy mỗi chỉ tiêu bằng 0,97 ÷ 0,99.

$\eta_{d.ô}$ phụ thuộc vào độ hoàn thiện của sơ đồ thiết bị, tổn thất hơi và nước trong nhà máy và nằm trong khoảng 0,96;

η_{lohoi} phụ thuộc vào loại lò hơi và bằng 0,85 ÷ 0,94.

Đối với nhà máy điện nguyên tử hai vòng tuần hoàn, trong biểu thức tính hiệu suất nhà máy thường đưa thêm khái niệm $\eta_{p.u}$ và $\eta'_{d.ô}$ để tính đến tổn thất trong lò phản ứng và hệ thống đường ống từ lò phản ứng đến thiết bị sinh hơi của tuabin, còn hiệu suất lò hơi η_{lohoi} sẽ được thay bằng hiệu suất của thiết bị sinh hơi $\eta_{sinhhoi}$. Như vậy, hiệu suất của nhà máy điện nguyên tử được xác định theo biểu thức:

$$\eta_{NM} = \eta_{nhiet}\eta_{oi}\eta_{co}\eta_{MF}\eta_{d.ô}\eta_{sinhhoi}\eta_{p.u}\eta'_{d.ô} \qquad (8.14)$$

ở đây $\eta_{p.u}$ - hiệu suất của lò phản ứng, tính đến việc làm mát các thành phần của lò, làm mát hệ bảo vệ sinh thái, tổn thất nhiệt do xả nước lò và phụ thuộc vào cấu trúc lò.

Suất tiêu hao riêng nhiên liệu hạt nhân bằng:

$$b = \frac{3600}{6{,}7.10^{10}\eta_{NM}} = \frac{5{,}4 - 10^{-8}}{\eta_{NM}}$$

Ở đây $6{,}7.10^{10}$ kJ/kg - nhiệt thoát ra từ nhiên liệu hạt nhân có tính đến sự tạo thành 15% các đồng vị không phân rã.

Để xác định mức tiêu hao nhiên liệu chung trong một năm, cần tính đến mức độ cháy hết của nhiên liệu hạt nhân a được tính bằng số kg trong 1 tấn nhiên liệu cháy:

$$B = \frac{bN_e\tau}{a},$$

ở đây τ - số giờ làm việc của nhà máy điện nguyên tử trong năm với công suất N_e.

Đối với nhà máy điện đồng phát, chỉ tiêu hiệu quả (tính kinh tế nhiệt) còn phức tạp hơn nhiều. Để kết hợp sản xuất nhiều dạng sản phẩm trong các nhà máy công nghiệp khác nhau, chỉ tiêu hiệu quả sản xuất của từng dạng năng lượng riêng biệt sẽ được quy đổi và phụ thuộc vào nguyên tắc áp dụng phân chia mức tiêu thụ năng lượng sơ cấp giữa các dạng sản phẩm.

Sơ đồ nhà máy điện đồng phát đơn giản nhất thể hiện trên hình 8.5. Điểm đặc biệt của nhà máy điện đồng phát là sản xuất điện năng bằng dòng hơi D_h cấp cho hộ tiêu thụ nhiệt. Sự thay đổi công suất thân cao áp khi thay đổi dòng hơi cấp cho hộ tiêu thụ nhiệt được bù bằng sự thay đổi dòng hơi vào thân hạ áp và bình ngưng D_{ng}. Đối với nhà máy điện đồng phát, chỉ tiêu kinh tế quan trọng nhất là sản lượng điện riêng trên cơ sở nhu cầu nhiệt Э.

Dòng hơi $D_h^{\cdot}$ sản ra công suất điện N_{he} bằng:

$$N_{he} = D_h(i_0 - i_h)\eta_{co}\eta_{MF}$$

Lượng nhiệt cần thiết cho hộ tiêu thụ nhiệt:

$$Q_{tieuthu} = D_h(i_h - \bar{t}_{ngung})$$

Sản lượng điện riêng của tuabin trên một đơn vị nhu cầu nhiệt sẽ bằng:

$$E = \frac{N_{hc}}{Q_{tieuthu}} = \frac{i_0 - i_{ng}}{i_{ng} - \bar{t}_{ng}} \eta_{co}.\eta_{MF} \qquad (8.15)$$

Hình 8.5. Nhà máy điện đồng phát đơn giản nhất với một đường trích hơi từ tuabin.

a- Sơ đồ thiết bị; b- quá trình hơi trong tuabin với đường trích hơi theo trục i-s

LH - Lò hơi; T - Tuabin; CA - thân cao áp; HA - thân hạ áp; BNT - bơm nước ngưng trở lại; N - bình ngưng; TTN - hộ tiêu thụ nhiệt; BN - bơm nước ngưng; BC - bơm nước cấp; B - bể nước ngưng; D- lưu lượng hơi vào tuabin; D_h - lưu lượng hơi từ đường trích hơi cho hộ tiêu thụ nhiệt; D_{ng} - lưu lượng hơi vào bình ngưng; $D_{ngungtrolai}$ - lượng nước ngưng trở lại từ hộ tiêu thụ nhiệt; D_{ron} - nước và hơi rò ri. Các ký hiệu còn lại xem hình 8.4.

Ưu điểm đặc biệt của việc đồng thời sản xuất điện năng và nhiệt được thể hiện trong trường hợp áp dụng cho tuabin đối áp tương ứng với áp suất hơi yêu cầu cho hộ tiêu thụ nhiệt. Đối với các thiết bị đó sẽ hoàn toàn không có tổn thất nhiệt trong bình ngưng.

So với các thiết bị riêng biệt có công suất nhiệt và điện tương đương (nhà máy nhiệt điện ngưng hơi thuần tuý và các lò hơi công nghiệp), tổng tiêu hao nhiệt trong nhà máy điện đồng phát giảm một lượng bằng sự tổn thất nhiệt của hơi vào bình ngưng trong các thiết bị riêng biệt đó.

Tuy nhiên chỉ tiêu về sản lượng điện năng trên cơ sở tiêu thụ nhiệt không phản ánh toàn bộ dây chuyền nhà máy điện đồng phát đối với dòng hơi vào bình ngưng vì vậy không thể tính chung được.

Năng lượng không thành sản phẩm do trích hơi ở các tuabin thu hồi nhiệt sẽ dẫn đến tăng lượng tiêu hao hơi ở tuabin so với chính thiết bị đó khi không trích hơi để nhận được công suất điện không đổi N_e.

Lượng tiêu hao hơi ở các thiết bị tuabin có trích hơi có thể xác định theo phương trình cân bằng năng lượng (theo công suất) dòng hơi, cụ thể là:

$$[(i_0 - i_{ng})D_{ng} + (i_0 - i_{ng})D_{ng}].\eta_{co}\eta_{MF} = N_{he} + N_{nge} = N_e$$

và cân bằng vật chất:

$$D_h + D_{ng} = D.$$

Sau khi thay thế nhận được:

$$(i_0 - i_h)D_h + (D - D_h)(i_0 - i_{ng}) = \frac{N_e}{\eta_{co}\eta_{MF}},$$

từ đây:

$$D = \frac{N_e}{(i_0 - i_{ng})\eta_{co}\eta_{MF}} + \frac{i_h - i_{ng}}{i_0 - i_{ng}} D_h = D_{ng.e} + yD_h \qquad (8.16)$$

ở đây $D_{ng} = \dfrac{N_e}{(i_0 - i_{ng})\eta_{co}\eta_{MF}}$ là lượng hơi cho chính tuabin đó khi không trích hơi; $y = \dfrac{i_h - i_{ng}}{i_0 - i_{ng}}$ hệ số không thành sản phẩm điện năng do trích hơi.

Đối với thiết bị tuabin có số trích hơi bằng n:

$$D = D_{nge} + \sum_1^n y_h D_h \qquad (8.16a)$$

Giảm lượng hơi vào bình ngưng sẽ giảm tổn thất nhiệt một lượng bằng:

$$\Delta D_{ng} = D_{nge} - D_{ng} = D_{nge} - (D - D_h) = (1 - y)D_h$$

Để đánh giá hiệu quả việc sản xuất kết hợp nhiệt - điện ở nhà máy điện đồng phát, thường sử dụng khái niệm *hiệu suất phần* trong sản xuất điện và sản xuất nhiệt. Với mục đích này, từ tổng lượng nhiệt của toàn bộ thiết bị tuabin tách ra phần nhiệt trích cho hộ tiêu thụ nhiệt theo thành phần vật lý thực tế $Q_h = D_h(i_h - \bar{i}_{ng})$. Phần nhiệt còn lại Q_{he} để sản xuất điện, nghĩa là:

$$Q_{he} = Q_e - Q_h \tag{8.17}$$

Khi đó hiệu suất phần sản xuất điện của thiết bị tuabin trong nhà máy điện đồng phát sẽ bằng:

$$\eta_{he} = N_e/Q_{he} \tag{8.18}$$

Nếu các hộ tiêu thụ nhiệt sử dụng lượng nhiệt là Q'_h thì hiệu suất phần sản xuất nhiệt của tuabin sẽ là:

$$\eta_e = Q'_h/Q_h \tag{8.19}$$

Để xác định các hiệu suất phần đối với toàn bộ nhà máy điện đồng phát, hiệu suất dẫn nhiệt $\eta_{d.ô}$ và hiệu suất lò hơi η_{lohoi} coi như bằng nhau trong sản xuất điện cũng như sản xuất nhiệt. Khi đó hiệu suất phần sản xuất điện được tính theo biểu thức:

$$\eta_{eNM} = \eta_{he}\eta_{d.ô}\eta_{lohoi} \tag{8.20}$$

còn hiệu suất phần sản xuất nhiệt được tính theo biểu thức:

$$\eta_{nhNM} = \eta_{Qe}\eta_{d.ô}\eta_{lohoi} \tag{8.21}$$

Khi xác định các hiệu suất phần $\eta_{ĐMN}$ và η_{NNM}, lượng tiêu hao nhiệt chung giảm do giảm tổn thất nhiệt trong bình ngưng liên quan đến sản xuất điện nói chung.

Trong sự phân bố nhiệt giữa hai dạng sản xuất năng lượng: điện năng và nhiệt năng bao gồm sự quy ước về hiệu suất phần.

Hiệu quả nhiệt động của nhà máy điện đồng phát được đánh giá theo hiệu suất tuyệt đối của tuabin và của toàn nhà máy:

$$\eta_e^{dongphat} = \frac{N_e}{Q_e}; \quad \eta_{NM}^{dongphat} = \frac{N_e}{Q_e} = \eta_e^{dongphat}\eta_{d.o}\eta_{lohoi}$$

nghĩa là tương tự hiệu suất tính cho nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý. Cuối cùng đánh giá chung mức độ sử dụng năng lượng sơ cấp để sản xuất tổng năng lượng cơ khí và nhiệt năng có thể thể hiện bằng *hệ số sử dụng nhiệt* (hoặc hiệu suất toàn phần) thu hồi của thiết bị:

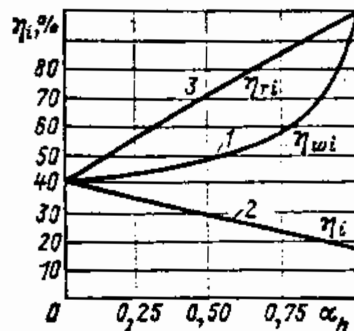
$$\eta_{nh.e} = \frac{N_e + Q_h}{Q_e} \tag{8.22}$$

Khi đó hiệu suất chung của nhà máy sẽ là:

$$\eta_{nh.NM} = \frac{N_e + Q_h}{Q_{NM}} = \eta_{nh.e}\eta_{d.ô}\eta_{lohoi} \tag{8.23}$$

Chỉ tiêu này đề xuất sự tương đương giữa năng lượng cơ khí và năng lượng nhiệt, nghĩa là chỉ đúng trong tính toán tương đương về khối lượng và không tính đến sự không tương đương về chất lượng. Hệ số sử dụng nhiệt đối với nhà máy điện đồng phát chỉ áp dụng trong so sánh chung các thiết bị có tỷ lệ các đại lượng N_e, Q_h như nhau.

Sử dụng khái niệm hiệu suất đã đưa ra ở trên khi đánh giá toàn bộ hiệu quả làm việc của nhà máy chỉ mang tính giả định và hạn chế vì giá trị của chúng thay đổi phụ thuộc vào phần hơi trích cho hộ tiêu thụ nhiệt như thể hiện trên hình 8.6.



Hình 8.6. Sự phụ thuộc giữa hiệu suất thiết bị tuabin và phần hơi trích.

Đồ thị trên hình 8.6 được xây dựng dựa trên các biểu thức đưa ra dưới đây để xác định hiệu suất tương ứng trong trường hợp lượng hơi vào tuabin là 1 kg.

Hiệu suất trong của tuabin khi sản xuất điện bằng:

$$\eta_{Ni} = \frac{N_i}{Q_{N_i}} = \frac{\alpha_h(i_0 - i_h) + \alpha_{ng}(i_0 - i_{ng})}{\alpha_h(i_0 - i_h) + \alpha_{ng}(i_0 - \bar{t}_{ng})}$$

ở đây:

$$\alpha_h = \frac{D_h}{D};\ \alpha_{ng} = \frac{D_{ng}}{D};\ \alpha_h + \alpha_{ng} = 1{,}0$$

Suy ra từ công thức tính Q_{Ni} (8.17), không tính đến lượng nhiệt chuyển cho các hộ tiêu thụ nhiệt từ đường trích hơi $D_h(i_h - \bar{t}_{ng})$. Khi thay đổi α_h từ 0 (nhà máy điện đồng phát chuyển thành nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý) đến 1,0 (tuabin đối áp) η_{Ni}' thay đổi từ $\eta_{Ni}^{\alpha_h=0} = \frac{i_0 - i_{ng}}{i_h - \bar{t}_{ng}} = \frac{H_i}{Q_0}$, nghĩa là từ hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị [xem biểu thức (8.10)] đến $\eta_i^{\alpha_h=0} = \frac{i_0 - i_h}{i_h - \bar{t}_h} = 1$ (đường cong *1* trên hình 8.6).

Hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị sẽ bằng:

$$\eta_i^{dongphat} = \frac{\alpha_h(i_0 - i_h) + \alpha_{ng}(i_0 - i_{ng})}{\alpha_h(i_0 - \bar{t}_{ng}) + \alpha_{ng}(i_0 - \bar{t}_{ng})}.$$

Khi α_h thay đổi từ 0 đến 1, hiệu suất tuyệt đối sẽ thay đổi từ $\eta_i^{dongphat} = \frac{i_0 - i_{ng}}{i_0 - \bar{t}_{ng}} = \eta_i^{NDN}$ đến $\eta_i^h = \frac{i_0 - i_h}{i_0 - \bar{t}_{ng}}$, ($\eta_i^h$ – hiệu suất nhà máy điện với tuabin đối áp), ở đây η_i^h - hiệu suất tuabin đối áp, nghĩa là khi giá trị α_h tăng thì $\eta_i^{dongphat}$ giảm (đường cong *2* trên hình 8.6).

Với hệ số sử dụng nhiệt của nhiên liệu theo sơ đồ ở trên, hiệu suất thể hiện qua lưu lượng hơi D_h và D_{ng} sẽ bằng:

$$\eta_{nhi} = \frac{N_i + Q_h}{Q_e} = \frac{[\alpha_h(i_0 - i_h) + \alpha_{ng}(i_0 - i_{ng})] + \alpha_h(i_h - \bar{t}_{ng})}{\alpha_h(i_0 - \bar{t}_{ng}) + \alpha_{ng}(i_0 - \bar{t}_{ng})} \quad (8.24)$$

Với các giá trị biên $\alpha_h = 0$ và $\alpha_h = 1,0$ ta nhận được $\eta_{nhi}^{\alpha_h=0} = \eta_i$ và $\eta_{nhi}^{\alpha_h=1} = 1,0$. Thay đổi $\eta_{nhi} = f(\alpha_h)$ trên hình 8.6 phản ánh bằng đường 3 (khi $\bar{t}_{ng} \approx t_{ng}$).

Từ hình 8.6 và các biểu thức tương ứng tính hiệu suất, đặc trưng cho hiệu quả nhà máy nhiệt điện đồng phát, suy ra:

- Hiệu suất tuyệt đối của nhà máy nhiệt điện đồng phát không phản ánh được ưu điểm của sự sản xuất điện năng và nhiệt năng kết hợp, nghĩa là hồi nhiệt;

- Hệ số sử dụng nhiệt trên cơ sở điện năng và nhiệt tương đương, không phản ánh tính hiển nhiên của thông số hơi mới và hơi trích khi sản xuất điện năng và hộ tiêu thụ nhiệt;

- Với phương pháp tính toán tính kinh tế trong sản xuất nhiệt năng và điện đã áp dụng, tính kinh tế nhiệt khi sử dụng hơi để san xuất điện trích cho các hộ tiêu thụ nhiệt, trên quan điểm nhiệt động hiệu suất phần sản xuất điện đạt được trong tuabin đối áp sẽ bằng $\eta_{N_i} = 1.0$.

Trong trường hợp đó, việc đánh giá hiệu quả sản xuất của nhà máy điện đồng phát theo chỉ tiêu này không phụ thuộc vào các thông số và toàn bộ chu trình tuabin hơi. Khi $\alpha_h < 1,0$, giá trị η_{N_i} cũng thể hiện hiệu suất trong tuyệt đối, nhưng điều này thể hiện ưu điểm của việc sản xuất điện trong nhà máy điện đồng phát so với nhà máy nhiệt điện ngưng hơi thuần tuý.

Tương tự, chỉ tiêu kinh tế nhiệt khi chỉ sản xuất điện trong nhà máy nhiệt điện đồng phát cũng sư dụng chính suất tiêu hao than quy đổi riêng khi sản xuất điện và nhiệt.

Do các chỉ tiêu hiệu suất còn có nhược điểm, để đánh giá được đầy đủ hiệu quả sản xuất của nhà máy nhiệt điện đồng phát, sử dụng chỉ tiêu kinh tế nhiệt toàn phần là suất tiêu hao năng lượng sơ cấp (nhiệt, nhiên liệu) cho việc sản xuất nhiệt năng và điện năng đã đề ra. Để nhận được biểu thức toán học tương ứng, sử dụng chỉ tiêu sản lượng điện riêng trên cơ sở các hộ tiêu thụ nhiệt (8.15):

$$E = \frac{i_0 - i_h}{i_h - i_{ng}} \eta_{co}\eta_{MF}$$

Chỉ tiêu này tính đến cả các thông số ban đầu (i_0), và cả thông số hơi trích (i_h). Khi so sánh thiết bị hồi nhiệt với các chỉ tiêu E_1 và E_2 khác nhau thì thiết bị hoàn thiện hơn sẽ là thiết bị có giá trị E lớn hơn. Để xác định độ chênh suất tiêu hao nhiệt giữa các thiết bị, cần phải biết rằng để thực hiện điều kiện so sánh thì suất tiêu hao nhiệt cho sản lượng điện bổ sung $E = E_1 - E_2$ sẽ được coi là của thiết bị ngưng hơi thuần tuý. Khi đó kinh tế tiêu thụ nhiệt có thể tính theo công thức:

$$\Delta Q = \frac{e_1 - e_2}{\eta_e^{NDN}} - \frac{e_1 - e_2}{\eta_{co}\eta_{MF}} = (e_1 - e_2)\left(\frac{1}{\eta_e^{NDN}} - \frac{1}{\eta_{co}\eta_{MF}}\right) \quad (8.25)$$

Vì $\eta_e^{NDN} < \eta_{co}\eta_{MF}$, nên nhà máy điện đồng phát có sản lượng điện riêng trên đơn vị tiêu thụ nhiệt lớn luôn có tính kinh tế nhiệt tốt hơn.

Khi so sánh việc sản xuất kết hợp điện và nhiệt trong nhà máy điện đồng phát với các thiết bị riêng biệt (nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý và lò hơi chuyên sản xuất nhiệt); kinh tế năng lượng sơ cấp (nhiệt) bằng:

$$\Delta Q_{XM} = E_{XM}\left(\frac{1}{\eta_e^{NDN}} - \frac{1}{\eta_{lohoi}\eta_{d\,o}\eta_{co}\eta_{MF}}\right) \quad (8.25a)$$

Trong trường hợp công suất điện đầy đủ N_e:

$$\Delta Q_{XM} = N_e\left(\frac{1}{\eta_{XM}^{NDN}} - \frac{1}{\eta_{DXM}^{dongphat}}\right)$$

Trong một vài trường hợp có thể xác định kinh tế suất tiêu hao nhiên liệu theo đơn vị thời gian (giờ) theo suất tiêu hao nhiên liệu riêng quy đổi để sản xuất điện năng ở nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý b_{ngung} và ở nhà máy điện đồng phát b_{nhiet}, bằng:

$$\Delta B = E_{XM}(b_{ngung} - b_{nhiet})Q_h$$

Khi so sánh các nhà máy điện đồng phát khác nhau, độ kinh tế nhiên liệu sẽ bằng:

$$\Delta B = (E_1 - E_2)(b_{ngung} - b_{nhiet})Q_h$$

Trong so sánh này, với độ chính xác cho phép, ta coi suất tiêu hao riêng của nhiên liệu b_{nhiet} của các nhà máy đồng phát là bằng nhau.

Như vật để có được độ kinh tế nhiên liệu cao nhất cho quá trình hồi nhiệt, các chỉ tiêu quyết định là sản lượng điện riêng dành cho hộ tiêu thụ nhiệt và hiệu suất chu trình nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý.

Trong tính toán thiết kế, cùng với việc đánh giá tính kinh tế nhiệt còn phải tính bài tính kinh tế - kỹ thuật. Bài tính này có tính đến các chi phí khác cần thiết để thực hiện phương án sản xuất năng lượng này hay phương án khác dưới dạng bài tính các chi phí chung. Theo chỉ tiêu này, thực hiện đánh giá cuối cùng hiệu quả sản xuất của nhà máy nhiệt điện này hay nhà máy nhiệt điện khác.

8.4. ẢNH HƯỞNG CÁC THÔNG SỐ ĐẦU VÀ CUỐI CỦA HƠI TỚI TÍNH KINH TẾ CỦA CÁC THIẾT BỊ TUABIN HƠI

Tính kinh tế của nhà máy nhiệt điện được xác định đầu tiên bởi hiệu suất trong của thiết bị tuabin: $\eta_i = \eta_{nhiet}\eta_{oi}$. Từng thành phần hiệu suất này phụ thuộc vào các thông số đầu và cuối của chu trình nhiệt động $\eta_{nhiet} = f(p_0, t_0, p_{ng})$.

Mối liên quan giữa hiệu suất nhiệt của thiết bị tuabin ngưng hơi thuần tuý đơn giản nhất với các thông số của nó được trình bày trong công thức (8.8) và (8.9a), để đơn giản hơn, ta có thể bỏ qua lực ép nước trong bơm nước cấp h_{bom}:

$$\eta_{nhiet} = \frac{H_{d\ nhiet}}{i_0 - \bar{t}_{ng}} = \frac{H_{d\ nhiet}}{Q_0}$$

Tử số và mẫu số của biểu thức này được xác định theo các thông số p_0, t_0 và p_{ng}.

Để xác định điều kiện chung khi η_i đạt giá trị cực đại, cần giải bài toán hàm cực trị đối với thông số này hay thông số khác, ví dụ p, nghĩa là $d\eta_{nhiet}/dp = 0$. Trong trường hợp của chúng ta, điều kiện này có thể trình bày dưới dạng:

$$\frac{d\eta_t}{dp} = \frac{d\left(\frac{H_{d.nhiet}}{Q_0}\right)}{dp} = \frac{1}{Q_0}\frac{dH_{d.nhiet}}{dp} - \frac{H_{d.nhiet}}{Q_0^2}\frac{dQ_0}{dp}$$

hoặc:

$$\frac{dH_{d.nhiet}}{H_{d.nhiet}} = \frac{dQ_0}{Q_0}$$

Nếu đặt hiệu suất nhiệt dưới dạng:

$$\eta_{nhiet} = \frac{H_{d.nhiet}}{H_{d.nhiet} - Q_{ng}} = \frac{1}{1 + \frac{Q_{ng}}{H_{d.nhiet}}} = f\left(\frac{Q_{ng}}{H_{d.nhiet}}\right)$$

Q_{ng} - tổn thất nhiệt trong bình ngưng tuabin,

thì điều kiện để đạt được hiệu suất cực đại là khi tỷ lệ $Q_{ng}/H_{d.nhiet}$ là nhỏ nhất:

$$\frac{d\left(\frac{Q_{ng}}{H_{ng}}\right)}{dp} = \frac{1}{H_{d.nhiet}}\frac{dQ_{ng}}{dp} - \frac{Q_{ng}}{H_{d.nhiet}^2}\frac{dH_{d.nhiet}}{dp} = 0$$

hoặc:

$$\frac{dH_{d.nhiet}}{H} = \frac{dQ_{ng}}{Q_{ng}} = \frac{dQ_0}{Q_0} \qquad (8.26)$$

Đối với các chu trình có thông số ban đầu là hơi bão hoà khô (đường $x = 1$), hiệu suất cực đại đạt được khi $p_0 = 16,7$ MPa và 350°C. Đối với các chu trình hơi quá nhiệt ($t_0 > t_0^{b.hoa}$), cũng có thể tìm được áp suất tối ưu tương ứng với hiệu suất cực đại.

Khi nhiệt độ hơi quá nhiệt ban đầu tăng (t_0), hiệu suất nhiệt của thiết bị cũng tăng và áp suất tối ưu cũng tăng.

Khi xác định hiệu suất trong tuyệt đối của tuabin $\eta_i = \eta_{nhiet}\eta_{oi}$ cần tính đến sự thay đổi đồng thời hiệu suất tương đối trong (η_{oi}) phụ thuộc vào các thông số ban đầu. Bản chất sự phụ thuộc được thể hiện như sau: khi áp suất ban đầu

tăng, độ cao cánh tuabin tầng thứ nhất giảm vì mật độ hơi tăng. Như ta đã biết, tăng mật độ hơi và giảm độ cao cánh tuabin sẽ làm tăng tổn thất trong chu trình vận hành của tuabin: do ma sát, quạt, rò hơi. Ngoài ra, tăng áp suất ban đầu khi nhiệt độ t_0 không đổi sẽ làm tăng độ ẩm trong các tầng cuối của tuabin và như vậy tăng tổn thất trong các tầng cánh tuabin. Như vậy, hiệu suất trong tương đối η_{oi} giảm khi tăng áp suất ban đầu. Giảm η_{oi} ảnh hưởng đến áp suất tối ưu của thiết bị theo hướng giảm giá trị đi so với áp suất tối ưu của thiết bị lý tưởng (η_{oi} = 1,0).

Tăng nhiệt độ ban đầu t_0 sẽ ảnh hưởng tới η_{oi} theo chiều ngược lại, nghĩa là hiệu suất này sẽ tăng lên một chút, vì sẽ giảm mật độ hơi và giảm độ ẩm trong các tầng cuối của tuabin. Trong thực tế lựa chọn thông số đầu tuabin, sử dụng thông số hơi ban đầu kết hợp, nghĩa là lựa chọn các thông số đảm bảo độ ẩm cho phép trong các tầng cuối của tuabin (hình 8.7). Áp suất cao hơn tương ứng với nhiệt độ hơi quá nhiệt cao. Để tuabin vận hành bình thường, độ ẩm cuối cùng của hơi nằm trong giới hạn 10 - 12%. Độ ẩm cao hơn sẽ dẫn đến ăn mòn cánh tuabin bởi các hạt nước. Mỗi 1% độ ẩm tăng thêm sẽ làm giảm khoảng 1% hiệu suất của tầng vận hành trong môi trường hơi ẩm.

Hiệu suất η_{oi} có thể đạt được theo vỏ (khối) của các tuabin hiện nay có quá nhiệt trung gian được đưa ra trong bảng 8.1.

Bảng 8.1

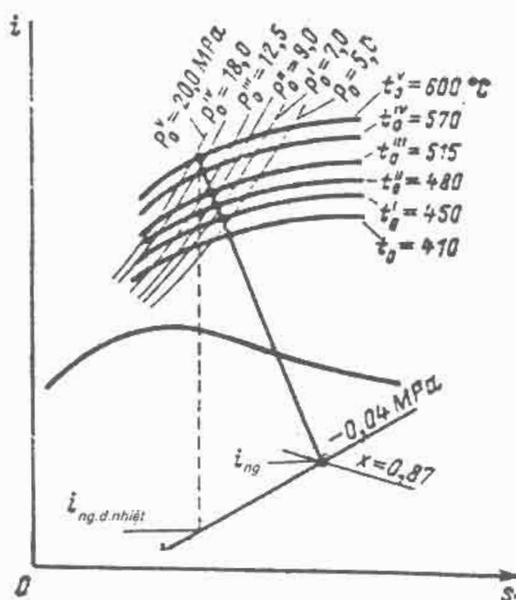
Giá trị η_o theo các khối của tuabin hiện đại

Thông số hơi: p_0, MPa; $t_0/t_{q.n.t.g}$, °C	Hiệu suất trong tương đối, %		
	khối cao áp	khối trung áp	khối hạ áp
13,0; 535/565	83,8	91,6	88,9
16,5; 565/565	83,6	91,8	87,8
24,0; 535/580	83,4	92,1	87

Áp suất hơi cuối trong tuabin p_k (chân không trong bình ngưng) với thông số ban đầu cho trước được xác định theo độ giáng nhiệt đoạn nhiệt $H_{d.nhiet}$ và đại lượng sử dụng nó $H_i = H_{d.nhiet}.\eta_{oi}$ (xem hình 8.4). Khi giảm nhiệt độ cuối (tăng độ chân không) hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin trong các

điều kiện ổn định sẽ tăng, điều này được suy ra từ định nghĩa của nó (với độ ẩm cuối cho phép):

$$\eta_t = \frac{H_{d\,nhiet}}{Q_0}\eta_{oi}$$



Hình 8.7. Các thông số hơi ban đầu kết hợp

Tuy nhiên, để đạt được độ chân không tốt là một khó khăn kỹ thuật lớn. Nhiệt độ ngưng tụ hơi thoát ra từ tuabin t'_{ng} phụ thuộc vào áp suất hơi cuối. Tại nhiệt độ nước làm mát cho trước t_n', nhiệt độ ngưng tụ hơi xác định diện tích làm mát bình ngưng cần thiết:

$$F_{ng} = \frac{D_{ng}(i_{ng} - \bar{t}_{ng})}{K\Delta t_{tb}} = \frac{G_n(t''_n - t'_n)}{K\Delta t_{tb}}$$

ở đây D_{ng} – lưu lượng hơi vào bình ngưng; K - hệ số truyền nhiệt; Δt_{tb} - độ chênh trung bình giữa nhiệt độ nước làm mát và hơi cần ngưng tụ:

$$\Delta t_{tb} = \frac{(t_{ng} - t'_{ng}) - (t_{ng} - t''_n)}{2,3\lg\dfrac{t_{ng} - t'_n}{t_{ng} - t''_n}}$$

G_n - lưu lượng nước làm mát chảy qua bình ngưng, các ký hiệu còn lại xem hình 8.4.

Vì trong điều kiện thực tế Δt_{th} có giá trị không lớn (~10°C), nên mặc dù giảm p_{ng} tương ứng với giảm t_{ng} vài độ thì vẫn cần tăng diện tích làm mát bình ngưng lên nhiều. Đối với các tuabin hiện đại, điều này tương ứng với vài nghìn mét vuông diện tích ống làm mát của bình ngưng.

Vì vậy, chọn chân không tối ưu bình ngưng là một bài toán kinh tế - kỹ thuật. Khi xác định $p_{ng}^{tư}$ cần tính đến kinh tế nhiên liệu khi đạt được chân không tốt và sự tăng giá bình ngưng, các chi phí bổ sung liên quan đến sự thay đổi lưu lượng nước làm mát, thay đổi thân hạ áp ...

Bảng 8.2 chỉ rõ các yếu tố ảnh hưởng đến áp suất tối ưu trong bình ngưng đối với tuabin có thông số siêu tới hạn.

Bảng 8.2

Áp suất tối ưu trong bình ngưng

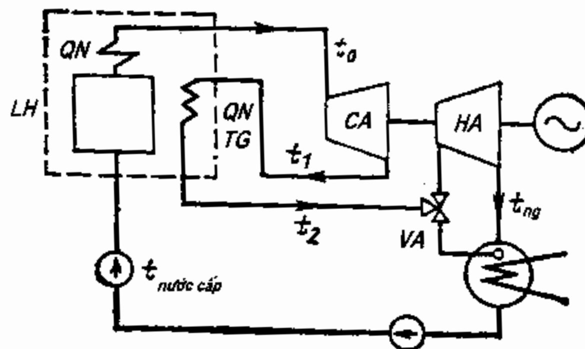
Giá nhiên liệu tính toán, rúp/T ρ	Nhiệt độ nước làm mát trung bình, °C	Áp suất hơi cuối tối ưu $p_{ng}^{tư}$, kPa			
		Giá tính toán của 1 m^2 diện tích làm mát bình ngưng, rúp/m^2			
		15		20	
		Giá tính toán của lượng nước làm mát bổ sung, rúp/m^3			
		10	20	10	20
3	10	3,4	3,9	3,6	4
	15	4,1	4,7	4,2	4,8
8	10	2,8	3,2	2,9	3,3
	15	3,4	3,8	3,6	3,9
10	10	2,5	2,8	2,6	2,9
	15	3,1	3,4	3,2	3,5

8.5. QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN TRONG NHÀ MÁY ĐIỆN TUABIN HƠI, NHÀ MÁY ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Các nhà máy điện tuabin hơi hiện đại dựa trên cơ sở chu trình nhiệt động Rankin đơn giản nhất đã trải qua một cuộc cách mạng lâu dài. Sự tiến bộ trong phát triển các nhà máy nhiệt điện liên quan đến việc tăng thông số hơi ban đầu, tăng đơn vị công suất thiết bị và hoàn thiện sơ đồ công nghệ của quá trình chuyển hoá nhiệt năng sơ cấp thành cơ năng, sau đó thành điện năng. Các biện pháp có mục đích vừa để tăng độ kinh tế nhiệt cho nhà máy, vừa để giảm tổng chi phí riêng cho sản xuất điện năng. Đối với các thiết bị nhiệt năng thực tế, cần phải tính đến không chỉ chu trình nhiệt động hoàn thiện, mà còn thiết kế kỹ thuật, các tổn thất bổ sung khi thực hiện và vận hành các thành phần mới đưa vào nhà máy.

Để áp dụng các thông số hơi đầu một cách hiệu quả, cần đưa vào một số thay đổi trong chu trình nhiệt động Rankin và toàn bộ sơ đồ công nghệ của nhà máy điện (ví dụ quá nhiệt hơi trung gian, sấy không khí ...)

Quá nhiệt hơi trung gian trong nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý được thực hiện theo sơ đồ trình bày trên hình 8.8.

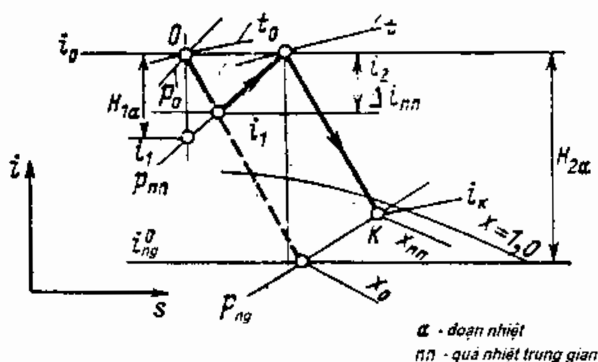


Hình 8.8. Sơ đồ nhiệt đơn giản nhất của nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý có quá nhiệt trung gian LH - lò hơi; QN - quá nhiệt; QNTG - quá nhiệt trung gian; CA - khối cao áp; HA - khối hạ áp; VA- van an toàn. Các ký hiệu khác xem trong hình 8.4.

Quá nhiệt trung gian thực hiện sau khi hơi đã qua các tầng đầu tiên trong khối cao áp. Lượng nhiệt bổ sung cho hơi này thường được lấy trong lò hơi, để thực hiện việc đó trong lò lắp thêm diện tích tăng nhiệt (quá nhiệt trung gian).

Quá trình giãn hơi trong tuabin trên biểu đồ i-s thể hiện trên hình 8.9.

Đầu tiên quá nhiệt trung gian được xem như biện pháp để giảm độ ẩm cuối của hơi khi chuyển sang áp suất đầu p_o lớn hơn, nhưng không tăng nhiệt độ hơi mới t_o (theo điều kiện độ bền vật liệu). Từ hình 8.9 thấy rằng độ ẩm của hơi $(1 - x_{qntg}) < (1 - x_0)$. Quá nhiệt trung gian cho phép đạt được độ ẩm cuối $(1 - x_{qntg})$ trong khoảng định mức – không quá 10 ÷ 12% mà không cần tác động đến thông số hơi. Tuy nhiên lựa chọn áp suất đúng để thực hiện quá nhiệt trung gian cho phép đồng thời tăng đáng kể hiệu suất nhiệt của chu trình.



Hình 8.9. Quá trình giãn hơi trong tuabin

p_{qntg} - áp suất hơi vào quá nhiệt trung gian; t_1 - t_2 - khoảng nhiệt độ tăng lên do quá nhiệt trung gian; $\Delta i_{qntg} = i_2 - i_1$ - thay đổi entanpi hơi trong quá nhiệt trung gian.

Hiệu suất nhiệt của chu trình có quá nhiệt trung gian thể hiện trong biểu đồ T-s trên hình 8.10a được tính như sau:

$$\eta = \frac{\sum N}{\sum Q_{tonthat}} = \frac{N_0 + N_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta} = \frac{N}{Q} \qquad (8.27)$$

ở đây N_0 - công suất nhận được trong chu trình gốc không có quá nhiệt trung gian; N_Δ – công suất bổ sung nhận được khi đưa quá nhiệt trung gian vào chu trình (trên hình vẽ là vùng gạch chéo); Q_0 và Q_Δ tương tự N_0 và N_Δ - lượng nhiệt đưa vào chu trình gốc và chu trình bổ sung.

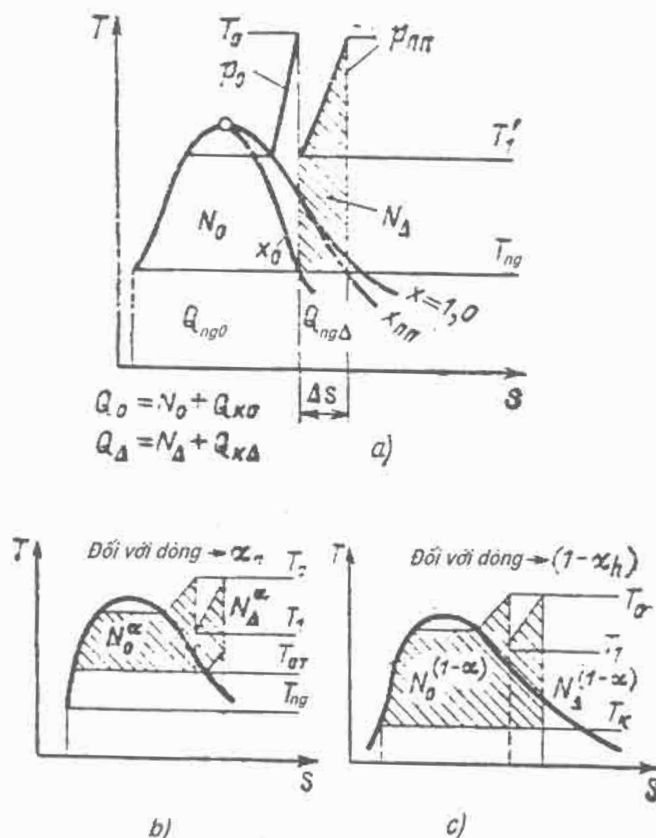
Biểu thức (8.27) có thể viết lại thành:

$$\eta = \frac{N_0 + N_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta} = \frac{Q_0\eta_0 + Q_\Delta\eta_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta} = \eta_0 \frac{Q_0 + \frac{\eta_\Delta}{\eta_0} Q_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta},$$

ở đây η_0 - hiệu suất chu trình gốc; η_Δ - hiệu suất chu trình bổ sung.

Từ biểu thức nhận được trên đây suy ra tăng kinh tế chu trình có quá nhiệt trung gian phụ thuộc vào tỷ lệ η_Δ/η_0. Khi hiệu suất chu trình gốc và chu trình bổ sung bằng nhau, kinh tế chu trình có quá nhiệt trung gian bằng hiệu suất chu trình gốc không có quá nhiệt trung gian.

Khi $\eta_\Delta < \eta_0$, hiệu suất chu trình có quá nhiệt trung gian nhỏ hơn hiệu suất chu trình gốc $\eta < \eta_0$; khi $\eta_\Delta > \eta_0$, hiệu suất chu trình có quá nhiệt trung gian lớn hơn hiệu suất chu trình gốc $\eta > \eta_0$.



Hình 8.10. Chu trình lý tưởng có quá nhiệt trung gian

a - chu trình gốc và bổ sung: chu trình không gạch chéo – chu trình gốc với các thông số p_o, T_o và T_{ng}; chu trình gạch chéo – chu trình bổ sung có quá nhiệt từ T_1 đến T_2, áp suất quá nhiệt trung gian p_{qntg} và nhiệt độ hơi cuối t_{ng}, Q_{ngo} và $Q_{ng\Delta}$ - nhiệt đưa vào bình ngưng đối với chu trình gốc và chu trình bổ sung; b - chu trình nhà máy nhiệt đồng phát có quá nhiệt trung gian đối với hơi vào hộ tiêu thụ nhiệt; c - chu trình nhà máy nhiệt đồng phát có quá nhiệt trung gian đối với hơi vào bình ngưng.

Để tính hiệu suất cực đại của chu trình có quá nhiệt trung gian và điều kiện để nhận được nó, cần coi đạo hàm $d\eta/dT_1$ bằng 0 vì giá trị Q_Δ và η_Δ phụ thuộc vào giá trị T_1 (xem hình 8.10a), thay vào biểu thức (8.27) ta có:

$$\frac{\partial\eta}{\partial T_1} = Q\frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} - N\frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1} = 0 \qquad (8.28)$$

hoặc:

$$Q\frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} = N\frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1},$$

ở đây $Q = Q_0 + Q_\Delta$ và $N = N_0 + N_\Delta$.

Thay Q_Δ, N_Δ vào biểu thức $Q_\Delta = c_p(T_2 - T_1)$; $N_\Delta = Q_\Delta - Q_k = c_p(T_2 - T_1) - \Delta s T_{ng}$, ở đây $\Delta s = c_p ln\, T_2/T_1$,

c_p - nhiệt dung trung bình của hơi trong quá trình quá nhiệt trung gian.

Cho rằng T_2 = const (hằng số), ta tìm được:

$$\frac{\partial Q_\Delta}{\partial T_1} = -c_p; \qquad \frac{\partial N_\Delta}{\partial T_1} = -c_p\left(1 - \frac{T_{ng}}{T_1}\right)$$

Thực hiện việc thay thế tương ứng trong biểu thức (8.28), ta có:

$$N.c_p = Qc_p\,(1 - T_{ng}/T_1)$$

hoặc:

$$\eta_{max} = N/Q = 1 - T_{ng}/T_1 \qquad (8.29)$$

Giá trị T_1 tối ưu theo biểu thức trên đối với giá trị η_{nhiet}^{max} có thể xác định theo một loạt các phương pháp gần đúng sau. Khi đó với một vài giá trị T_1 có thể tính hiệu suất chu trình η có quá nhiệt trung gian theo biểu thức (8.29) và (8.27) đến khi chúng trùng nhau.

Để đánh giá áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu, có thể coi p_{qntg} = (0,15 - 0,25)p_0. Trong điều kiện thực tế giảm suất tiêu hao than 4 - 7% khi thực hiện quá nhiệt trung gian.

Lưu lượng hơi trong tuabin có quá nhiệt trung gian trong một đơn vị thời gian tương ứng với cân bằng nhiệt được xác định theo biểu thức:

$$D_{qntg} = \frac{N_e}{\eta_{co}\eta_{MF}\sum H_{d\,nhiet}\eta_{oi}} = \frac{N_e}{\eta_{co}\eta_{MF}\eta_{oi}^{tb}\sum H_{d\,nhiet}}, \quad (8.30)$$

ở đây:

$\sum H_{d\,nhiet}\eta_{oi} = H_{1d.nhiet}\eta'_{oi} + H_{2d\,nhiet}\eta''_{oi} = (H_{1d\,nhiet} + H_{2d.nhiet})\eta^{tb}_{oi}$

(xem hình 8.9)

Suất tiêu hao riêng của nhiệt cho 1 kWh bằng:

$$q_e = \frac{D_{qntg}}{N_e}(i_0 + \Delta i_{qntg} - \overline{t_{qntg}}) = \frac{i_0 + \Delta i_{qntg} - \overline{t_{qntg}}}{\eta_{coi}\eta_{MF}\sum(H_{d.nhiet}\eta_{oi})}$$

Hiệu suất nhà máy điện có quá nhiệt trung gian:

$$\eta_e^{qntg} = \eta_{nhiet}^{qntg}\eta_{oi}^{tb}\eta_{d.\ddot{o}}\eta_{MF}\eta_{co}\eta_{lohoi}$$

Đưa vào thiết bị tuabin hơi quá nhiệt trung gian đòi hỏi thêm các đường ống hơi với các thông số tương ứng (p_{qntg}, t_2, t_1), làm phức tạp hoá hệ thống điều khiển tuabin vì số lượng ống bổ sung lớn; yêu cầu van an toàn trước khối trung áp hoặc hạ áp để chuyển đường ống hơi quá nhiệt trung gian vào bình ngưng khi cần xả hơi thừa ngoài ý muốn (xem hình 8.8).

Nhiệt độ hơi quá nhiệt trung gian t_2 thường lấy bằng nhiệt độ hơi tái nhiệt trong quá nhiệt cấp một.

Quá nhiệt trung gian ở nhà máy điện đồng phát cũng như đối với nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý, sẽ làm tăng độ kinh tế. Tuy nhiên áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu ở nhà máy điện đồng phát cao hơn so với ở nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý.

Để phân tích hiệu quả quá nhiệt trung gian ở nhà máy điện đồng phát, ta xem xét hai chu trình: chu trình đối với dòng hơi trích α_h (hình 8.10b), và chu trình đối với dòng hơi vào bình ngưng 1- α_h (hình 8.10c).

Hiệu quả của việc áp dụng quá nhiệt trung gian đối với nhà máy điện đồng phát có thể đánh giá bằng việc tăng hiệu suất trong tuyệt đối $\eta_i^{dong.phat}$ với phần hơi trích xác định α_h và nhiệt độ hơi quá nhiệt trung gian lấy bằng t_0.

Giả sử nước ngưng sau khi trích cho hộ tiêu thụ trở lại có nhiệt độ T_{ng}, K, có thể xác định $\eta_i^{dong\ phat}$ theo biểu thức:

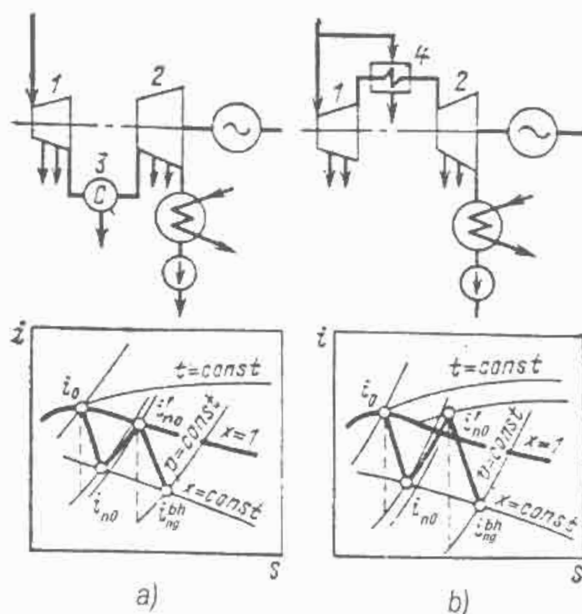
$$\eta_i^{dong.phat} = \frac{\alpha_h Q\eta_i^{\alpha} + (1-\alpha_h)Q\eta_i^{(1-\alpha)}}{Q} = \alpha_h \eta_i^{\alpha} + (1 - \alpha_h)\eta_i^{(1-\alpha)} \quad (8.31)$$

ở đây Q - tổng nhiệt đưa vào chu trình tương ứng đối với α_h và đối với 1 - α_h sẽ bằng: $Q = Q_0 + Q_\Delta$; η_i^{α}, $\eta_i^{(1-\alpha)}$ - hiệu suất trong tuyệt đối của các chu trình đang xem xét.

Từ biểu thức (8.31) suy ra hiệu suất trong tuyệt đối của nhà máy nhiệt điện đồng phát là hiệu suất trung bình các chu trình α và 1- α và thoả mãn điều kiện:

$$\eta_i^{\alpha} < \eta_i^{dong\ phat} < \eta_i^{(1-\alpha)}$$

nghĩa là tăng hiệu suất nhà máy điện đồng phát do quá nhiệt trung gian ít hơn so với nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý.



Hình 8.11. Sơ đồ phân ly (a) và quá nhiệt trung gian (b) bằng hơi mới áp dụng cho nhà máy điện nguyên tử và biểu đồ i-s đối với từng trường hợp

1, 2- thân cao áp và thân hạ áp; 3- bộ phân ly; 4- bộ trao đổi nhiệt

Quá nhiệt trung gian ở nhà máy điện nguyên tử phần lớn là vận hành với hơi bão hoà, sẽ tăng độ ẩm hơi trong thân hạ áp cao hơn mức cho phép. Giảm độ ẩm cuối của hơi được thực hiện nhờ bộ phân ly nước - hơi đi qua thân cao áp của tuabin (hình 8.11a).

Quá nhiệt trung gian ở nhà máy điện nguyên tử vận hành với hơi bão hoà trong thân cao áp được thực hiện trong thiết bị quá nhiệt hơi – hơi, lắp cùng bộ phân ly sơ bộ (xem hình 8.11).

Bổ sung phân ly cho quá nhiệt trung gian cho phép (ở độ ẩm cho phép) nâng áp suất hơi đầu và hơi trích giữa khối cao áp và khối hạ áp, như vậy tăng hiệu suất nhà máy điện nguyên tử. Quá nhiệt hơi trong trường hợp đó được thực hiện trong bộ trao đổi nhiệt hơi – hơi bằng hơi mới có thông số ban đầu. Khi sử dụng bộ phân ly, hiệu suất trong của thiết bị sẽ bằng:

$$\eta_i = \frac{H'_i + H''_i(1 - \Delta x)}{(i_0 - \bar{t}_{n.c})} \quad (8.32)$$

và chỉ sử dụng quá nhiệt:

$$\eta_i = \frac{H'_i + H''_i}{(i_0 - \bar{t}_{n.c})(1 + \alpha_{qntg})} \quad (8.33)$$

ở đây Δx - mức giảm độ ẩm sau bộ phân ly nước; α_{qntg} - phần hơi mới (từ lượng hơi tự dùng) đưa vào quá nhiệt trung gian. Các đại lượng còn lại thể hiện trên hình 8.11.

8.6. GIA NHIỆT NƯỚC CẤP

Gia nhiệt nước cấp được thực hiện bằng hơi trích đã vận hành trong tuabin và trong các tầng lớn sẽ làm tăng tính kinh tế của chu trình tuabin hơi ngưng tụ.

Sơ đồ nhà máy điện đơn giản nhất với gia nhiệt nước cấp một cấp thể hiện trên hình 8.12.

Dùng hơi trích để gia nhiệt nước cấp trong bộ trao đổi nhiệt sẽ không có tổn thất nhiệt trong bình ngưng ("nguồn lạnh"). Cũng có thể giải thích sự tăng

độ kinh tế của thiết bị khi áp dụng gia nhiệt nước cấp, xem xét cả nhà máy nhiệt điện đồng phát với nhu cầu nhiệt bên trong để gia nhiệt nước cấp, nghĩa là sản xuất điện năng trên cơ sở nhu cầu nhiệt.

Đối ngược với trạng thái nhiệt động, trong trường hợp này sẽ không xuất hiện vì triệt tiêu toàn bộ tổn thất nhiệt trong bình ngưng là không thể được. Chu trình Rankin chỉ có thể giảm các tổn thất này nếu được hoàn thiện.

Hiệu suất nhiệt của chu trình được biểu diễn trên hình 8.12 có thể xác định tương ứng bằng cân bằng lưu lượng ($D = D_I + D_{ng}$) và năng lượng, cụ thể:

$$\alpha^{g.nhiet}_{nhiet} = \frac{N_{1d.nhiet} + N_{ng.dnhiet}}{D_1(i_0 - i_{1d.nhiet}) + D_{ng}(i_0 - \bar{i}_{ng})} = \frac{(i_0 - i_{1d.nhiet})\alpha_1 + D_{ng}(i_0 - i_{ng})\alpha_{ng}}{(i_0 - i_{1d.nhiet})\alpha_1 + (i_0 - \bar{i}_{ng})\alpha_{ng}}$$

hoặc:

$$\eta^{g.nhiet}_{nhiet} = \frac{i_0 - i_{ng.d.nhiet}}{i_0 - \bar{i}_{ng}} \cdot \frac{1 + \dfrac{(i_0 - i_{1d.nhiet})}{(i_0 - i_{ng.d.nhiet})\alpha_{ng}}}{1 + \dfrac{(i_0 - i_{d.nhiet})\alpha_1}{(i_0 - i_{ng.d.nhiet})\alpha_{ng}}} = \eta_t \frac{1 + \dfrac{\omega_{1d.nhiet}}{\omega_{ng.d.nhiet}}}{1 + \dfrac{\omega_{1d.nhiet}}{\omega_{ng.d.nhiet}}}, \quad (8.34)$$

ở đây $\alpha_I = D_1/D$; $\alpha_{ng} = D_{ng}/D$ - phần hơi trích và hơi qua bình ngưng so với toàn bộ lưu lượng hơi qua tuabin; $\omega_{1d.nhiet}$ và $\omega_{ng.d.nhiet}$ - sản lượng riêng của năng lượng cơ khí từ hơi trích và hơi vào bình ngưng trong trường hợp quá trình làm việc của hơi trong tuabin là lý tưởng; η_{nhiet} - hiệu suất nhiệt của chu trình gốc không có gia nhiệt nước cấp.

Hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị có gia nhiệt nước cấp tính như sau:

$$\eta^{g.nhiet}_{nhiet} = \eta_i \frac{1 + \dfrac{\omega_1}{\omega_{ng}}}{1 + \eta_i \dfrac{\omega_1}{\omega_{ng}}} \quad (8.34a)$$

ở đây ω_1, ω_{ng}, η_i - các đại lượng ký hiệu trong trường hợp chu trình giãn hơi thực tế trong tuabin (có tính η_{oi}).

Từ các biểu thức (8.34) và (8.34a) có thể thấy rằng, hiệu suất thiết bị có gia nhiệt nước cấp luôn lớn hơn hiệu suất thiết bị không có gia nhiệt:

$$\eta_{nhiet}^{g.nhiet} > \eta_{nhiet} \qquad \text{và} \qquad \eta_t^{g.nhiet} > \eta_t$$

Các giá trị cụ thể $\eta_{nhiet}^{g.nhiet}$ và $\eta_t^{g.nhiet}$ phụ thuộc vào tỷ lệ $\omega_{1d.nhiet}/\omega_{ng.d.nhiet}$ hoặc ω_1/ω_{ng}. Nhiệt độ gia nhiệt phụ thuộc vào áp suất hơi trích. Nhiệt độ gia nhiệt nước cấp bằng nhiệt độ ngưng tụ hơi trích. Lượng hơi trích được xác định bằng cân bằng vật chất của bộ gia nhiệt:

$$\alpha_1 i_1 + \alpha_{ng}\overline{t_{ng}} = (\alpha_1 + \alpha_{ng})\,\overline{t_{n.c}} = 1\,\overline{t_{n.c}}$$

và:

$$\alpha_1 + \alpha_{ng} = 1,$$

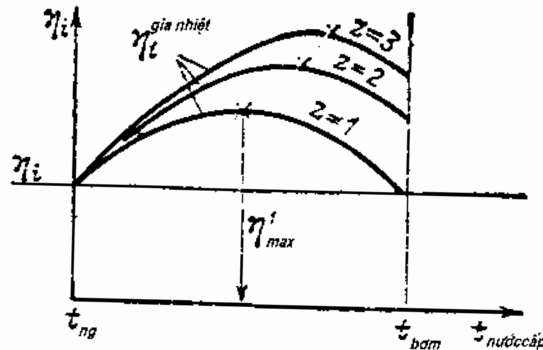
từ đây:

$$\alpha_1 = \frac{\overline{t_{tr.g}} - \overline{t_{ng}}}{i_1 - \overline{t_{ng}}} = \frac{\overline{t_{ng1}} - \overline{t_{ng}}}{i_1 - \overline{t_{ng}}}$$

Hình 8.12. Sơ đồ nguyên lý chu trình nhiệt của nhà máy có gia nhiệt nước cấp

D_1 - số lượng trích hơi; p_1, t_1, i_1 – áp suất, nhiệt độ và entanpi hơi trích.

Các ký hiệu khác xem hình 8.4



Hình 8.13. Thay đổi hiệu suất trong của tuabin có gia nhiệt nước cấp phụ thuộc vào nhiệt độ nước cấp và số trích hơi z (số cấp gia nhiệt).

Như vậy:

$$\frac{\omega_1}{\omega_{ng}} = \frac{\alpha_1(i_0 - i_1)}{\alpha_0(i_0 - i_{ng})} = \frac{1}{\alpha_{ng}}\frac{\bar{t}_{ng1} - \bar{t}_{ng}}{i_1 - \bar{t}_{ng}}.\frac{i_0 - i_1}{i_0 - i_{ng}}$$

Khi gia nhiệt nước cấp một cấp (số lượng trích hơi z = 1) với áp suất hơi trích p_I gần bằng áp suất trong bình ngưng p_{ng}, $\eta_i^{g\ nhiet}$ = η_i, vì α_1 = 0, thì ω_1/ω_{ng} và $t_{n.c} = t_{ng}$. Với áp suất hơi trích gần áp suất ban đầu $p_I = p_0$, hiệu của entanpi i_0 - i_1 = 0, vì vậy ω_1/ω_{ng} = 0 và $t_{n.c} = t_{0hoan}$. Suy ra trong trường hợp này $\eta_i^{h\ n}$ = η_i. Ở nhiệt độ $t_{n.c}$ khác với t_{0hoan} và t_{ng}, $\eta_i^{h\ n}$ vượt qua giá trị cực đại (hình 8.13). Lấy gần đúng, giá trị tối ưu gần bằng:

$$t_{n.c}^{t.u} \approx (t_{0bom} + t_{ng})/2$$

Khi đó độ kinh tế của thiết bị tăng lên khoảng 7 ÷ 8%.

Áp dụng gia nhiệt nước cấp còn cho ta hiệu quả hơn nếu tăng số trích hơi và số cấp gia nhiệt.

Phân bố gia nhiệt nước cấp đến giá trị $t_{n.c}$ đã chọn giữa một vài gia nhiệt tương ứng với số trích hơi có thể thiết lập:

$$\sum\omega_z = \alpha_1 h_1 + \alpha_2 h_2 + ... + \alpha_z h_z$$

sẽ tăng, còn $\omega_{ng} = \alpha_{ng}H_0$ sẽ giảm.

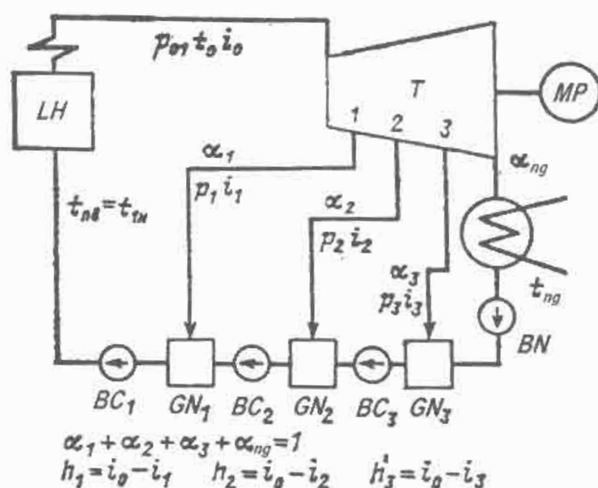
Trên hình 8.13 thể hiện sự thay đổi $\eta_i^{h\,nh}$ phụ thuộc vào $t_{n.c}$ và số trích hơi z. Giá trị nhiệt độ nước cấp tối đa sẽ tăng khi z tăng và bằng:

$$\overline{t_{n.c}} = \overline{t_{bom}} - \frac{\overline{t_{bom}} - \overline{t_{ng}}}{z+1}$$

hoặc:

$$\overline{t_{n.c}} = \overline{t_{ng}} + z\frac{\overline{t_{bom}} - \overline{t_{ng}}}{z+1}$$

Độ kinh tế của chu trình sẽ tăng khi số cấp gia nhiệt tăng, nhưng chậm hơn và tại các nhà máy điện hiện đại có thể đạt được 14 ÷ 15% với số trích hơi lớn (6 ÷ 8).

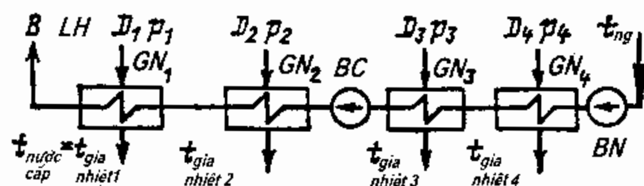


Hình 8.14. Sơ đồ nguyên lý nhiệt có gia nhiệt nước cấp trong ba bộ gia nhiệt GN_1, GN_2, GN_3 bằng hơi trích

BC_1, BC_2, BC_3- các bơm chuyển; 1, 2, 3 - số đường trích hơi

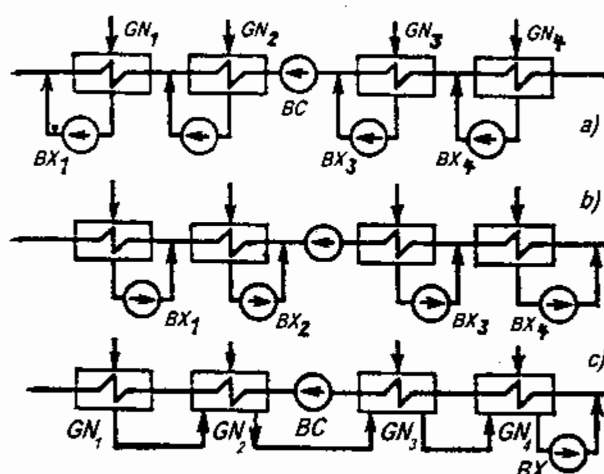
Gia nhiệt nước cấp cho phép làm nóng nước đến nhiệt độ bão hoà hơi trích. Vì áp suất trong gia nhiệt đặt bằng áp suất hơi trích, nên sau mỗi gia nhiệt cần đặt một bơm chuyển (hình 8.14). Sau gia nhiệt đặt bơm nước cấp với cột áp tương ứng với áp suất trong bao hơi của lò hơi. Khi gia nhiệt có nhiều cấp, vận hành thiết bị chuyển nước ngưng sẽ phức tạp hơn và đương nhiên sẽ

tăng chi phí. Những nhược điểm này có thể hạn chế được nếu sử dụng thiết bị gia nhiệt kiểu bề mặt để thực hiện chu trình truyền nhiệt của hơi ngưng tụ cho nước cấp qua bề mặt gia nhiệt. Sơ đồ hệ thống có thiết bị gia nhiệt kiểu bề mặt trong chu trình nước ngưng từ bình ngưng đến lò hơi thể hiện trên hình 8.15.



Hình 8.15. Sơ đồ lắp gia nhiệt kiểu bề mặt trong chu trình nước ngưng vào lò hơi

Khi sử dụng các bộ gia nhiệt kiểu bề mặt chỉ cần hai bơm là đủ: bơm ngưng và bơm nước cấp. Bơm ngưng ở áp suất cao hơn áp suất hơi đường trích *3* (đối với sơ đồ đưa ra trong hình 8.15), và bơm nước cấp ở áp suất tương ứng áp suất lò hơi cộng áp lực đường nước. Tuy nhiên giá của các bộ gia nhiệt kiểu bề mặt sẽ tăng. Ngoài ra, theo điều kiện trao đổi nhiệt, làm nóng nước ngưng trong gia nhiệt không thể đạt được nhiệt độ ngưng của hơi trích. Gia nhiệt nước t_h, đảm bảo ngưng tụ hơi truyền nhiệt sẽ chênh so với nhiệt độ bão hoà hơi một giá trị gia nhiệt non $\upsilon = t_{bh} - t_h$. Độ chênh nhiệt độ trung bình giữa chất trao nhiệt và chất nhận nhiệt phụ thuộc vào giá trị gia nhiệt non và như vậy là phụ thuộc vào diện tích gia nhiệt. Áp suất hơi trích khi gia nhiệt nước đến nhiệt độ bằng nhiệt độ trong bộ gia nhiệt phải cao hơn khi sử dụng gia nhiệt hỗn hợp, vì tại áp suất hơi xác định, nhiệt độ ngưng tụ $t_{bh} = t_h + \upsilon$ lớn hơn một giá trị gia nhiệt non. Điều đó giải thích sự giảm sản lượng điện do trích hơi vì độ giáng nhiệt h_{trich} sẽ nhỏ hơn đối với hơi trích có áp suất cao hơn. Như vậy, giảm một chút sản lượng điện do trích hơi, nghĩa là giảm hiệu quả sử dụng gia nhiệt nước cấp. Giá trị gia nhiệt non cần xác định bằng tính toán kinh tế - kỹ thuật. Trong tính toán tập hợp sự thay đổi chi phí do diện tích gia nhiệt (thường là bó ống đường kính không lớn) và chi phí nhiên liệu. Chi phí cho diện tích gia nhiệt và nhiên liệu khi thay đổi υ sẽ thay đổi theo hướng ngược lại. Trong điều kiện thực tế, giá trị υ nằm trong khoảng $2 \div 5°C$.



Hình 8.16. Sơ đồ xả nước ngưng của hơi trích từ gia nhiệt bề mặt.
BX - bơm xả: $GN_1 \div GN_4$ -các bộ gia nhiệt

Sử dụng sơ đồ với hai gia nhiệt hạ áp loại hỗn hợp ở các độ cao khác nhau, để có thể lắp đặt kiểu chảy tự nhiên đối với nước cấp (không dùng bơm chuyển), các bộ gia nhiệt còn lại dùng kiểu bề mặt.

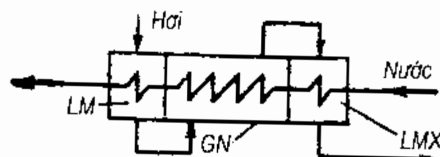
Trong các sơ đồ nhiệt của nhà máy dùng gia nhiệt kiểu bề mặt, yêu cầu sắp xếp xả và mở vào dòng nước cấp chính tạo nên từ nước ngưng hơi trích.

Trên hình 8.16 trình bày ba sơ đồ xả nước ngưng của gia nhiệt. Trong sơ đồ trên hình 8.16a và b dùng các bơm xả nhỏ cho từng bộ gia nhiệt. Trên sơ đồ hình 8.16c áp dụng xả nước ngưng theo tầng từ các bộ gia nhiệt trên xuống các bộ gia nhiệt dưới và một bơm xả.

Khi xả theo tầng áp suất hơi trích từ gia nhiệt trên xuống gia nhiệt dưới giảm (theo sắp xếp đường trích tương ứng với chuyển động của hơi trong tuabin).

Sơ đồ ở hình 8.16a gần với gia nhiệt hỗn hợp: đại lượng υ giảm một chút do kết quả việc trộn dòng nước ngưng chính với nước ngưng của hơi trích. Sơ đồ trên hình 8.16b hầu như không có bơm xả bổ sung. Việc xả theo tầng sẽ làm giảm chút ít tính kinh tế của thiết bị vì nước ngưng của gia nhiệt nằm trên nóng hơn thải ra một phần hơi trích vào gia nhiệt dưới do vậy giảm sản lượng điện do trích hơi.

Sơ đồ xả nước ngưng vào thiết bị tuabin hơi hiện đại chủ yếu dùng sơ đồ chảy theo tầng.

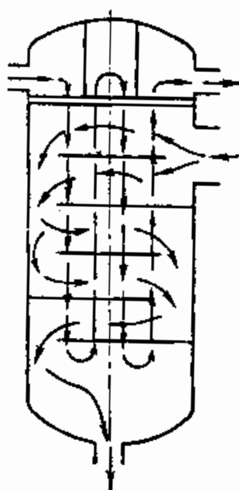


Hình 8.17. Sơ đồ làm mát hơi gia nhiệt và xả

GN - tự gia nhiệt; LM- bộ làm mát hơi gia nhiệt; LMX- làm mát xả

Gia nhiệt nước cấp hoàn thiện hơn sẽ gồm bộ làm mát hơi gia nhiệt và làm mát xả (hình 8.17). Làm mát hơi trích đảm bảo nước cấp nóng hơn so với gia nhiệt không có bộ làm mát. Trong bộ gia nhiệt chính, việc gia nhiệt nước được xác định bằng nhiệt độ ngưng tụ hơi trích, còn trong bộ làm mát hơi gia nhiệt - nhiệt độ hơi trích cao hơn (đặc biệt đối với hơi trích sau quá nhiệt trung gian và trích từ phần đầu của tuabin). Làm nóng nước cấp hơn nữa sẽ tăng tổng lượng hơi trích do đó tăng hiệu quả gia nhiệt.

Làm mát nước xả được áp dụng khi xả nước ngưng hơi trích theo tầng để làm mát nhiệt độ bão hoà cuối. Trong trường hợp này lượng xả ra ít hơn lượng hơi vào bộ gia nhiệt và vì vậy làm tăng sản lượng điện do trích hơi.



Hình 8.18. Gia nhiệt hạ áp. Sơ đồ chuyển động của hơi và nước ngưng cần gia nhiệt trong của tổ máy 800 MW

Hình 8.19. Bộ gia nhiệt cao áp loại bề mặt

a- mặt cắt đứng; b- mặt cắt ngang; c- sơ đồ chuyển động của nước vào hệ thống ống (hai cột ống xoắn giữa các ống góp thay vì bốn cột);

1- ống dẫn nước vào; 2- ống nước cấp đầu vào; 3- ống nước cấp đầu ra; 4- ống góp thu nước; 5- ống góp cấp nước; 6- giá con lăn; 7- lỗ xả nước ngưng của hơi nóng; 8 và 9- ống để liên kết ống với khoang nối của thiết bị thải tách nước ngưng; 10- ống rút không khí; 11- tấm chắn định hướng; 12- ống dẫn hơi nóng vào; 13- rãnh dẫn hướng của hơi nóng; 14- ống xoắn kép; 15 và 16- tấm chắn ống góp.

Thiết bị gia nhiệt là các bộ trao đổi nhiệt giữa hơi trích nóng và nước cấp cần gia nhiệt (hoặc nước ngưng của hơi sau khi làm việc). Thiết bị gia nhiệt kiểu bề mặt thường có hai loại: gia nhiệt cao áp, làm việc dưới áp lực nước của bơm cấp và gia nhiệt hạ áp làm việc dưới áp lực nước của bơm nước ngưng (hình 8.18, 8.19). Diện tích tiếp xúc nhiệt trong thiết bị gia nhiệt là các bó ống đường kính từ 16 đến 32 mm, có dạng xoắn đối với gia nhiệt cao áp (hình 8.19) và dạng ống chữ U đối với gia nhiệt hạ áp (hình 8.18). Vòng ống xoắn của gia nhiệt cao áp nối với các ống góp đứng, các ống góp này phân bố nước cần gia nhiệt theo các ống xoắn. Vòng ống chữ U của gia nhiệt hạ áp đặt trong bảng ống phân bố nước theo các bó ống.

Toàn bộ diện tích gia nhiệt hệ thống bó ống hoặc ống xoắn đặt trong vỏ hình trụ đường kính 3 m và hơn. Hơi nóng trích ra được đưa vào trong vỏ và phủ lên bề mặt gia nhiệt.

Thiết bị làm mát hơi và nước xả được đặt trong vỏ chính của bộ gia nhiệt hoặc theo dạng thiết bị trao đổi nhiệt tự xả.

8.7. PHÂN BỔ GIA NHIỆT NƯỚC CẤP TỐI ƯU THEO CÁC THIẾT BỊ GIA NHIỆT CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN

Việc chọn áp suất hơi trích từ tuabin phụ thuộc vào mức độ hiệu quả gia nhiệt nước cấp của thiết bị tuabin hơi. Đơn giản nhất là phân tích mối tương quan này theo tổng sản lượng điện của hơi trích $\sum\omega_{trich}$ cho 1 kg (1 T) hơi vào bình ngưng, vì hơi trích sẽ tạo ra sản lượng điện bổ sung mà không mất nhiệt trong "nguồn lạnh" (bình ngưng). Nói khác đi, năng lượng bổ sung trên cơ sở nhu cầu nhiệt "bên trong" của chu trình Rankin. Để đưa ra mối tương quan đầy đủ giữa các thông số hơi trích và gia nhiệt nước trong thiết bị gia nhiệt, chúng ta hãy xem xét thiết bị với gia nhiệt loại hỗn hợp (hình 8.20).

Khác với cách tính trước, thể hiện đại lượng hơi trích theo phần so với lưu lượng hơi trong bình ngưng:

$$\alpha_1 = \frac{D_1}{D_{ng}};\ \alpha_2 = \frac{D_2}{D_{ng}};\ \alpha_3 = \frac{D_3}{D_{ng}};\ \alpha_{ng} = \frac{D_{ng}}{D_{ng}} = 1$$

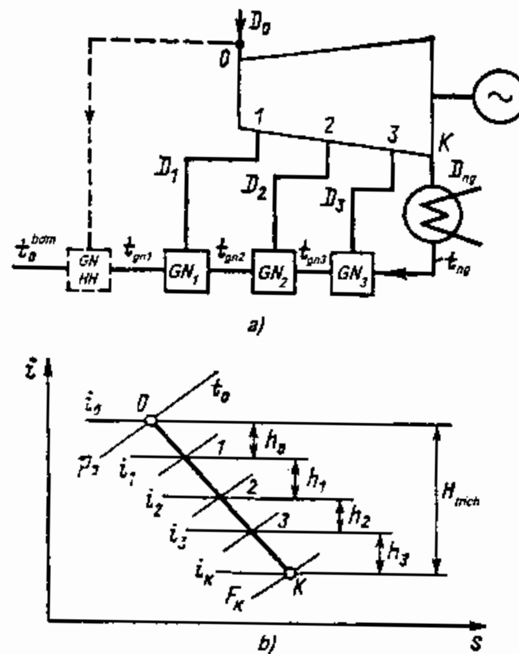
Năng lượng sản ra do trích hơi bằng:

$$\sum_{0}^{3}\omega_{trich} = \alpha_1 (i_0 - i_1) + \alpha_2(i_0 - i_2) + \alpha_3(i_0 - i_2)$$

hoặc:

$$\sum_{0}^{3}\omega_{trich} = \alpha_1 i_0 + \alpha_2(h_0 + h_1) + \alpha_3(h_0 + h_1 + h_2)$$

ở đây $h_1 = i_1 - i_2$; $h_2 = i_2 - i_3$.



Hình 8.20. Sơ đồ thiết bị tuabin với gia nhiệt nước cấp loại hỗn hợp và quá trình giãn hơi trong tuabin trên biểu đồ i-s

0 - điểm bắt đầu quá trình; 1 ÷ 3 - số đường trích.

Để đơn giản tính toán, đặt cân bằng nhiệt chung cho quá trình gia nhiệt nước ngưng bằng hơi trích trong bộ gia nhiệt hỗn hợp:

$$\bar{t}_0^{bom} - \bar{t}_{ng} = \Delta = \alpha_0(i_0 - \overline{t_0^{bom}}) + \alpha_1(i_1 - \overline{t_0^{bom}}) +$$

$$+\alpha_2\alpha_1(i_2 - \overline{t_0^{bom}}) + \alpha_3(i_3 - \overline{t_0^{bom}})$$

hoặc:

$$\bar{t}_0^{bom} - \bar{t}_{ng} = \Delta = (\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)(i_0 - \overline{t_0^{bom}}) -$$
$$-[\alpha_1 h_0 + \alpha_2 (h_0 + h_1) + \alpha_3 (h_0 + h_1 + h_2)]$$

Tổng trong ngoặc vuông bằng $\sum_1^3 \omega_{trich}$, như vậy:

$$\bar{t}_0^{bom} - \bar{t}_{ng} = (i_0 - \overline{t_0^{bom}})\sum_0^3 \alpha_r - \sum_1^3 \omega_{trich}$$

Từ biểu thức này có thể thiết lập: $\sum_0^3 \alpha_{trich}$ cực đại tương ứng giá trị cực đại của tổng hơi trích $\sum_0^3 \alpha_r$. Trong cân bằng nhiệt đưa vào phần trích hơi mới $\alpha^0{}_0$ để gia nhiệt nước cấp đến nhiệt độ t_0^{bom} trong bộ gia nhiệt hỗn hợp GNHH (xem hình 8.20) tương đương gia nhiệt nước cấp trong lò hơi. Trong biểu thức $\sum_0^3 \omega_{trich}$, không đưa đại lượng α_0 vào, nghĩa là bài toán đặt ra trong tương quan năng lượng không tính đến gia nhiệt. Đại lượng hơi trích được xác định từ cân bằng nhiệt của thiết bị gia nhiệt hỗn hợp:

$$\alpha_3 = \frac{\tau_3}{q_3}; \qquad \alpha_2 = (1 + \alpha_3)\frac{\tau_2}{q_2};$$

$$\alpha_1 = (1 + \alpha_2 + \alpha_3)\frac{\tau_1}{q_1}; \qquad \alpha_0 = (1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)\frac{\tau_0}{q_0};$$

ở đây τ_0, τ_1, τ_2, τ_3 - nhiệt độ gia nhiệt nước, $\tau_r = t_{r-1}^{bom}$; q_0, q_1, q_2, q_3 - lượng nhiệt riêng ngưng tụ hơi trích, $q_r = i_r - t_r^{bom}$.

Khi đó tổng số trích:

$$\sum_0^3 \alpha_r = (1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)\frac{\tau_0}{q_0} + (1 + \alpha_2 + \alpha_3)\frac{\tau_1}{q_1} + (1 + \alpha_3)\frac{\tau_2}{q_2} + \frac{\tau_3}{q_3}$$

hoặc thay giá trị vào, nhận được:

$$\sum_{0}^{3}\alpha_r = \frac{\tau_3}{q_3} + \frac{\tau}{q_2}(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) + \frac{\tau_1}{q_1}\left[1 + \frac{\tau_3}{q_3} + \frac{\tau_2}{q_2}(1 + \frac{\tau_3}{q_3})\right] +$$

$$+ \frac{\tau_0}{q_0}\left\{(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) + \frac{\tau_2}{q_2}(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) + \right.$$

$$\left. + \frac{\tau_2}{q_2}(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) + \frac{\tau_1}{q_1}\left[(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) + \frac{\tau_2}{q_2}(1 + \frac{\tau_3}{q_3})\right]\right\}$$

hoặc
$$\sum_{0}^{3}\alpha_r = (1 + \frac{\tau_3}{q_3})(1 + \frac{\tau_2}{q_2})x(1 + \frac{\tau_1}{q_1})(1 + \frac{\tau_0}{q_0}) - 1$$

Để tìm giá trị cực đại của hàm nhận được $\sum_{0}^{3}\alpha_r = f(\tau_r, q_r)$ sử dụng điểm cực trị Lagrange theo phương pháp đã biết. Ngoài ra để giải bài toán một cách đơn giản, tiếp nhận giá trị q_r trong vùng cực đại của hàm thì các giá trị khác nhau, còn ở các vùng khác thì giá trị không đổi, nghĩa là sự phụ thuộc của q_r vào τ_r yếu.

Phương pháp Lagrange cho khả năng lập biểu thức sau:

$$\frac{\partial\sum_{0}^{r}\alpha_r}{\partial\tau_r} - \lambda = 0$$

ở đây λ - hệ số Lagrange không xác định.

Chi tiết đối với các biến số τ_0, τ_1, τ_2, τ_3 nhận được phương trình:

0) $$\frac{\partial\sum_{0}^{r}\alpha_r}{\partial\tau_0} - \lambda = \frac{1}{q_0}(1 + \frac{\tau_1}{q_1})(1 + \frac{\tau_2}{q_2})(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) - \lambda = 0$$

1) $$\frac{\partial\sum_{0}^{r}\alpha_r}{\partial\tau_1} - \lambda = \frac{1}{q_1}(1 + \frac{\tau_0}{q_0})(1 + \frac{\tau_2}{q_2})(1 + \frac{\tau_3}{q_3}) - \lambda = 0$$

2) $\dfrac{\partial\sum\limits_{0}^{r}\alpha_r}{\partial\tau_2} - \lambda = \dfrac{1}{q_2}(1+\dfrac{\tau_0}{q_0})(1+\dfrac{\tau_1}{q_1})(1+\dfrac{\tau_3}{q_3}) - \lambda = 0$

3) $\dfrac{\partial\sum\limits_{0}^{r}\alpha_r}{\partial\tau_3} - \lambda = \dfrac{1}{q_3}(1+\dfrac{\tau_0}{q_0})(1+\dfrac{\tau_1}{q_1})(1+\dfrac{\tau_2}{q_2}) - \lambda = 0$

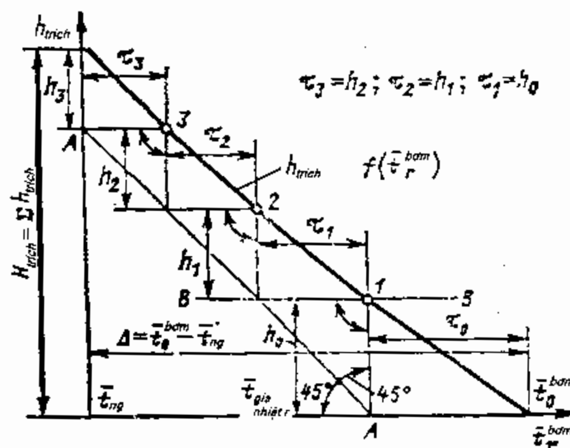
Giải đồng thời bốn phương trình trên, ta có:

$$q_0 + \tau_0 = q_1 + \tau_1 = q_2 + \tau_2 = q_3 + \tau_3 \qquad (8.35)$$

Ta có $q_0 - q_1 = h_0 - \tau_0$; $q_1 - q_2 = h_1 - \tau_1$; $q_2 - q_3 = h_2 - \tau_2$, tìm được:

$$\left.\begin{aligned} \tau_1 &= h_0 \\ \tau_2 &= h_1 \\ \tau_3 &= h_2 \end{aligned}\right\} \qquad (8.36)$$

Xác định đại lượng gia nhiệt nước trong mỗi bộ gia nhiệt đáp ứng điều kiện (8.36), có thể thực hiện bằng đồ thị. Để thực hiện điều đó, theo quá trình giãn hơi của một tuabin cụ thể, xây dựng đồ thị tương quan $h_{trich} = f(t_0^H)$ (hình 8.21), ở đây h_{trich} - độ giáng nhiệt dòng hơi trích đã qua tuabin, từ trích hơi trước đến hơi trích sau. Với sự trợ giúp đường bổ sung *A-A* với góc nghiêng 45°, xây dựng đường cong gần đúng tương ứng điều kiện (8.36).



Hình 8.21. Phân bổ gia nhiệt nước cấp tối ưu theo các cấp

Theo kết quả giải trên đồ thị tìm được τ_1, τ_2, τ_3, các giá trị t_1^{bom}, t_2^{bom}, t_3^{bom} và theo áp suất cuối hơi trích p_1, p_2, p_3 tương ứng hiệu quả cực đại của quá trình gia nhiệt nước cấp với sự trợ giúp của một vài đường trích hơi.

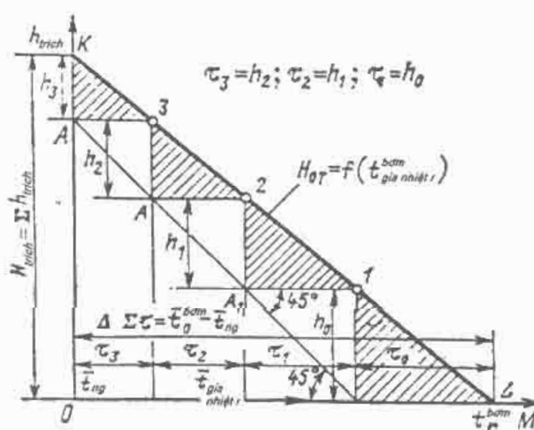
Từ kết quả nghiên cứu thấy rằng, độ nóng cuối của nước cấp τ_0 (từ $t_{g\,nhiet\,l}$ đến t_0^{bom}) chỉ để thuận tiện khi phân tích quá trình hơi mới. Trong điều kiện thực tế thực hiện quá trình gia nhiệt trong lò hơi (trong bộ hâm) sẽ đơn giản hơn. Trong trường hợp đó nhiệt độ cuối của nước cấp đạt $t_{n\,c} = t_{g\,nhiet\,l}$ là giá trị định trước (theo tính toán kinh tế - kỹ thuật, yêu cầu kết cấu ...), điều kiện phân bố tối ưu rút ngắn lại có dạng:

$$\tau_2 = h_1; \qquad \tau_3 = h_2. \tag{8.37}$$

Vì các thông số hơi trích lần thứ nhất được xác định trước là $t_{n.c} = t^H{}_1$, nên có thể tìm trên đồ thị nhiệt độ τ_2 và τ_3 trên đường *B-B* hình 8.21, nằm cách trục hoành đại lượng h_0. Trong trường hợp đó, cần sử dụng thêm đường *A-A*, đặt nghiêng một góc 45° và cho ta khả năng thực hiện điều kiện (8.37).

Phân tích nhiệt độ nước cấp tối ưu trên đồ thị có thể có kết quả phân tích.

Đối với các thiết bị tuabin hơi trên thực tế cần độ chính xác vừa phải, có thể chấp nhận mối tương quan $h_{trich} = f(t_r^{bom})$ là đường thẳng. Xác định bằng đồ thị các đại lượng τ_1, τ_2, τ_3 và độ giáng nhiệt h_0, h_1, h_2, h_3 đáp ứng điều kiện (8.36), còn lại như trước (hình 8.22).



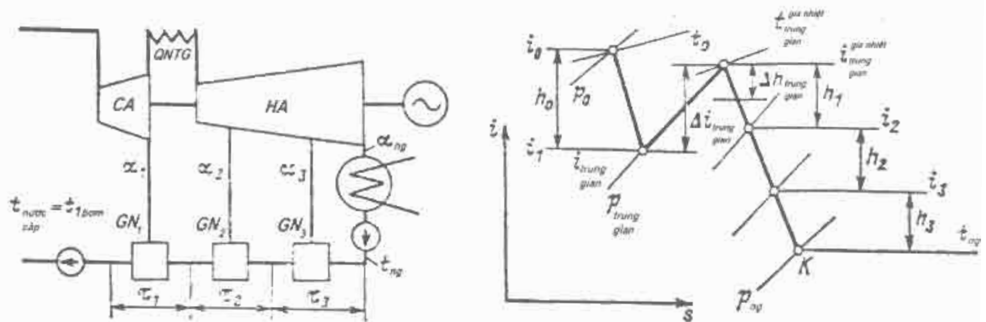
Hình 8.22. Sự phân bố tối ưu gia nhiệt nước cấp trên thực tế

$$\frac{\tau_1}{\tau_2 + \Delta h_{tr.g}} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = m \qquad (8.40)$$

$$\frac{h_1 - \Delta h_{tr.g}}{h_2} = \frac{h_2}{h_3} = m \qquad (8.41)$$

ở đây $\Delta h_{tr.g} = \Delta i_{tr.g} \dfrac{h_0}{i_0 - t_1^{bom}}$ - đại lượng tính trước theo các thông số hơi quá nhiệt cho trước.

Từ các biểu thức đưa ra rõ ràng rằng đại lượng τ_1 và h_1 lớn hơn nhiều so với giá trị tương tự đối với các đường trích hơi dưới và các gia nhiệt. Thông thường $\tau_1 \approx 1,7.\tau_2$. Đối với thiết bị tuabin có vài đường trích và vài bộ gia nhiệt trước quá nhiệt trung gian, sự phân bố gia nhiệt nước cấp và giáng nhiệt giữa các đường trích hơi thực hiện giống như đối với các thiết bị không có quá nhiệt trung gian, nhưng trong phạm vi quá trình giãn hơi từ các thông số đầu p_0, t_0 (hoặc đường trích hơi thứ nhất p_1, t_1) đến thông số bắt đầu có quá nhiệt trung gian $p_{tr.g}$ và $t_{tr.g}$.

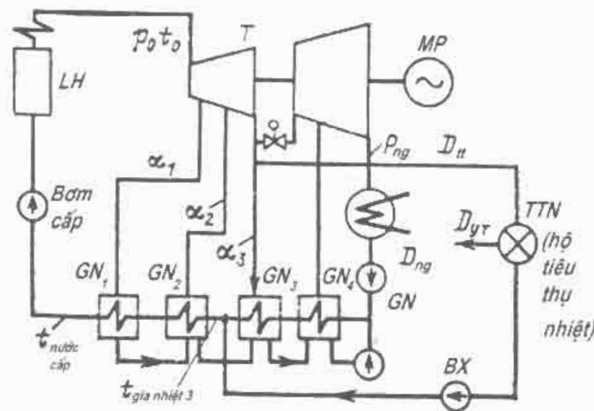


Hình 8.23. Sơ đồ thiết bị tuabin quá nhiệt trung gian, gia nhiệt nước cấp hỗn hợp và quá trình giãn hơi trong tuabin trên biểu đồ i-s

$GN_1 \div GN_3$ - các bộ gia nhiệt; QNTG - quá nhiệt trung gian; K- thông số vào bình ngưng.

Gia nhiệt nước cấp ở nhà máy điện đồng phát. Chưa tính đến độ kinh tế của nhà máy điện đồng phát tăng đáng kể so với nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý do sản xuất điện trên cơ sở tiêu thụ nhiệt, việc gia nhiệt nước cấp áp dụng

cho nhà máy điện đồng phát rất hữu ích. Sơ đồ nhà máy điện đồng phát đơn giản nhất có gia nhiệt nước cấp được trình bày trên hình 8.24.



Hình 8.24. Sơ đồ nhà máy nhiệt điện đồng phát với các bộ gia nhiệt kiểu bề mặt

Gia nhiệt nước cấp làm tăng thêm sản lượng điện cho tiêu thụ nhiệt, còn trong trường hợp này là cho tự dùng. Nhà máy điện đồng phát có tổn thất nước ngưng lớn cho hộ tiêu thụ nhiệt, như vậy cần một lượng lớn nước bổ sung bù cho phần nước ngưng đã mất, tạo điều kiện tăng lượng trích hơi để làm nóng nước cấp trong các bộ gia nhiệt. Sự phân bố giữa các bộ gia nhiệt được thực hiện giống như ở nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý, nhưng đối với áp suất trích hơi thu hồi nhiệt định trước và nhiệt độ gia nhiệt nước định trước trong các bộ gia nhiệt nối với các đường trích hơi này. Các bộ gia nhiệt là các bộ trao đổi nhiệt loại bề mặt được đưa vào sơ đồ nhiệt như trên hình 8.24.

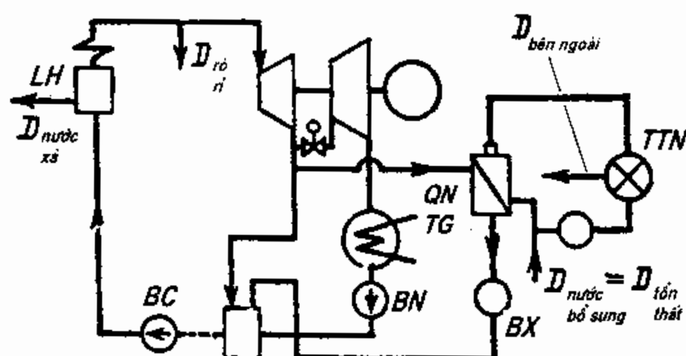
Vì ở nhà máy điện đồng phát, sử dụng các bộ gia nhiệt có áp suất hơi cao hơn hơi trích nhiệt thu hồi sẽ cho hiệu quả rất lớn, gần như đến giá trị tuyệt đối, nên không cần đến các bộ gia nhiệt ở đường trích chân không. Dòng nước ngưng qua đó thường không lớn vì vậy lượng hơi nóng trích ra không lớn.

8.8. TỔN THẤT HƠI, NƯỚC NGƯNG VÀ BIỆN PHÁP KHẮC PHỤC

Vì các bích nối, van... trong thiết bị tuabin không kín hoàn toàn, nên sẽ có tổn thất hơi hoặc nước của chu trình vận hành. Còn có tổn thất qua chèn ziczăc

trục tuabin trong quá trình khởi động và làm nóng đường ống cũng như thiết bị. Ngoài ra còn hơi tự dùng để gia nhiệt và phun dầu ở vòi đốt trong trạm cung cấp dầu nhiên liệu, hay hơi để thổi bề mặt lò hơi khỏi tro, xỉ ... Các tổn thất đó gọi là tổn thất trong hay tổn thất do rò rỉ. Cuối cùng, một lượng lớn nước lò bị mất do xả định kỳ và xả liên tục. Đối với nhà máy điện đồng phát, ngoài tổn thất trong còn có tổn thất ngoài là tổn thất hơi và nước ngưng trong các thiết bị công nghệ của các hộ tiêu thụ nhiệt. Các tổn thất đó đặc trưng đối với sơ đồ hở cho nhà máy điện đồng phát (hình 8.5). Tổn thất này có thể khắc phục bằng cách dùng sơ đồ kín trình bày trên hình 8.25.

Trong sơ đồ kín, hơi trích không đưa trực tiếp đến các hộ tiêu thụ nhiệt. Với sự trợ giúp của hơi trích vào các bộ trao đổi nhiệt - thiết bị sinh hơi - nhận được hơi thứ cấp, sau đó cấp cho các hộ tiêu thụ nhiệt. Nước ngưng của hơi trích từ các bộ sinh hơi qua bơm nước xả trở lại nguồn nước cấp chính. Tổn thất ngoài của hơi và nước ngưng liên quan đến vòng hai và hầu như không liên quan đến dòng hơi và nước của nhà máy.



Hình 8.25. Sơ đồ nhà máy điện đồng phát loại kín

Nếu nhu cầu nhiệt ngoài là đáp ứng nước nóng để sưởi ấm và các mục đích khác thì thay vì dùng thiết bị sinh hơi sẽ lắp các bộ gia nhiệt hơi - nước hay bộ gia nhiệt nước lưới.

Để giảm tổn thất trong (rò rỉ chất tải nhiệt), các mối nối ống, van bằng bích thường được thay bằng mối hàn, cần yêu cầu độ kín cho các van và thường thu gom trong các ống xả...

Theo nguyên tắc vận hành, tổn thất trong đối với nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý không được vượt quá 0,8 ÷ 1,1%, còn đối với nhà máy điện đồng phát 1,5 ÷ 1,8%.

Tổn thất nước lò do xả thường xuyên kèm theo mất nhiệt. Giảm tổn thất này, nghĩa là đầu tiên phải giảm lượng xả, lượng xả này cần thiết để chất lượng nước cấp được tốt hơn, dùng thiết bị chưng cất nhiều cấp trong lò hơi áp suất thấp. Lượng xả được xác định bởi cân bằng muối trong lò và bằng:

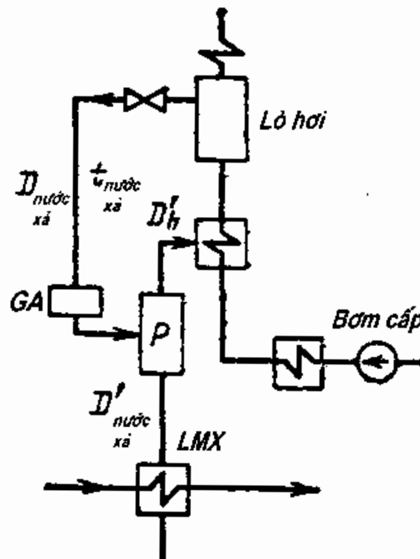
$$p_{n.x} = \frac{c_{n.c} - c_h}{c_{n.x} - c_{n.c}} 100\% \qquad (8.42)$$

ở đây $c_{n.c}$, $c_{n.x}$, c_h – hàm lượng tạp chất (µg-đl/kg hoặc µg/kg) trong nước cấp, nước xả và hơi tương ứng. Chất lượng nước cấp được cân đối bởi nguyên tắc vận hành kỹ thuật theo độ cứng, hàm lượng oxit silic, sắt và đồng của nước phụ thuộc vào loại lò và nhà máy, phụ thuộc vào áp suất hơi.

Hàm lượng tạp chất trong nước xả tương ứng với hàm lượng cho phép trong nước lò theo điều kiện vận hành bề mặt đốt và thiết bị phân ly hơi của lò hơi. Đây là hàm lượng tạp chất cho phép của nước tải nhiệt được xác định bởi kết cấu lò, sự hiện diện thiết bị chưng cất đa cấp, cấu trúc thiết bị phân ly và thiết lập thử nghiệm hoá nhiệt. Hàm lượng tạp chất trong hơi khi xác định đại lượng xả liên tục có thể bỏ qua. Lượng xả liên tục của lò hơi không được vượt quá 0,5 ÷ 1% nếu tổn thất nước được bù lại bằng nước cất từ thiết bị chưng cất hoặc bằng nước đã khử khoáng và bằng 0,5 ÷ 3% nếu bù tổn thất bằng nước làm sạch hoá học.

Để giảm tổn thất về chất và nhiệt do xả của lò hơi tuần hoàn tự nhiên, áp dụng thiết bị giảm áp và làm mát nước xả theo sơ đồ như trên hình 8.26.

Thiết bị giảm áp nước xả là một bình hình trụ, trong đó đưa nước xả có nhiệt độ cao bằng nhiệt độ sôi trong lò ở áp suất vào. Nhờ bộ giảm áp (van tiết lưu), áp suất trong thiết bị giảm áp được giữ cho thấp hơn nhiều áp suất hơi trong lò hơi. Ở nhiệt độ này, nước xả là nước quá nhiệt so với nhiệt độ sôi tương ứng với áp suất trong thiết bị giảm áp $t_p^{bom} < t_{n.x}$. Như vậy, nước xả vào thiết bị giảm áp sẽ sôi và toả nhiệt với lượng tương đương độ chênh entanpi giữa nước xả và nước bơm vào.



Hình 8.26. Sơ đồ thiết bị giảm áp hơi có làm mát nước xả của nhà máy nhiệt điện.
P- thiết bị giảm áp hơi; LMX - thiết bị làm mát nước xả, GA - bộ giảm áp.

Các tạp chất còn lại trong nước xả, không vào hơi tạo thành từ nước xả, vì vậy hơi này có thể đưa vào các bộ gia nhiệt sử dụng cho sơ đồ nhiệt. Cân bằng nhiệt của thiết bị giảm áp vừa cho phép xác định số lượng hơi tạo thành $D'_{hơi}$ vừa cho phép xác định lượng nước ngưng còn lại trong nước xả $D'_{n.x}$:

$$D_{n.x}\, t_{n.x} = D'_h i'_h + D'_{n.x}\, t'_{n.x}$$

Ta có $D_{n.x} = D'_h + D'$, có thể xác định:

$$D'_{n.x} = \frac{i_h - \overline{t_{n.x}}}{i_h - \overline{t'}_{n.x}} \tag{8.43}$$

ở đây i'_h – entanpi của hơi bão hoà tạo thành trong bộ giảm áp ở áp suất p_p; $\bar{t}_{n.x}$ - entanpi của nước khi $\bar{t}_{n.x} = t_p^{hom}$.

Để sử dụng nhiệt xả, người ta đưa nước xả vào bộ làm mát, nước xả được làm mát bằng nước xử lý hoá học, là nước bù tổn thất trong chu trình chính.

Thiết bị giảm áp nước xả cho phép giảm tổn thất theo nước xả đến 15 ÷ 30%.

Tổn thất chất làm việc bao gồm rò rỉ và nước xả lò hơi. Để đảm bảo chất lượng nước cấp, cần xử lý nước bổ sung có thể bằng phương pháp hoá học hoặc phương pháp nhiệt.

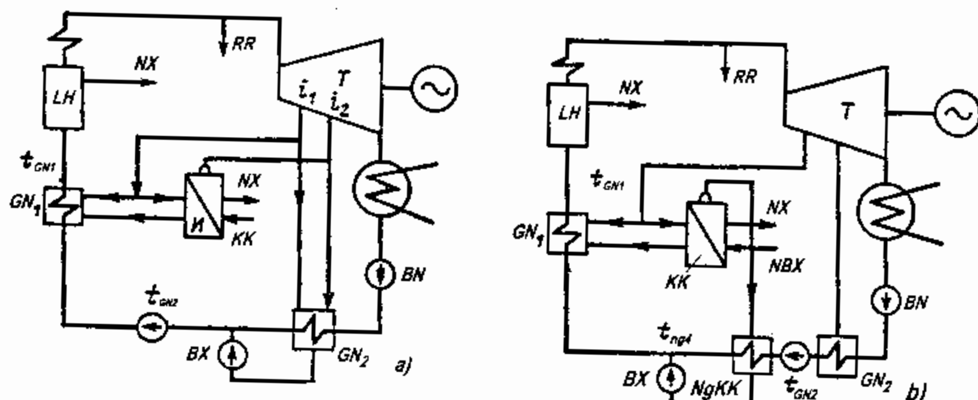
Xử lý nước bổ sung bằng phương pháp nhiệt khác với phương pháp hoá học là sẽ có một vài thay đổi kết cấu trong sơ đồ nhiệt, vì vậy yêu cầu phải xem xét chi tiết hơn. Xử lý nước bằng nhiệt là khử khí nước bổ sung, gồm hai quá trình: chuyển nước thô thành hơi (quá trình tạo hơi) và sau đó ngưng tụ hơi tạo thành để nhận được nước cất. Các khoáng chất hoà tan có trong nước thô hầu như sẽ không vào hơi tạo thành (ở áp suất thấp), vì vậy nước ngưng của hơi này không có các tạp chất như trong nước thô. Quá trình chuyển hoá nước bổ sung thành hơi thực hiện trong các bộ trao đổi nhiệt, được gọi là các thiết bị khử khí.

Quá trình ngưng tụ hơi tạo thành được thực hiện trong các bộ gia nhiệt hoặc các bình ngưng của thiết bị khử khí. Tác nhân làm nóng trong thiết bị khử khí là hơi trích từ tuabin. Đưa thiết bị khử khí vào sơ đồ nhiệt được thực hiện hoặc là không có bình ngưng cho thiết bị khử khí (hình 8.27a) hoặc là có bình ngưng (8.27b). Nước thô bổ sung vào các thiết bị khử khí cần phải cho qua xử lý hoá học sơ bộ (vôi - sô đa) để loại bỏ cáu cặn trên bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị khử khí.

Thiết bị khử khí cũng giống như lò hơi, được trang bị xả liên tục để nồng độ các tạp chất hoà tan trong nước giữ được ở mức cho phép tương ứng với áp suất làm việc hơi thứ cấp.

Đưa thiết bị khử khí vào sơ đồ (hình 8.27a) sẽ giảm độ kinh tế của thiết bị tuabin. Giảm độ kinh tế do đưa một lượng không lớn hơi thứ cấp vào thiết bị khử khí, hơi này được đưa vào bộ gia nhiệt phía dưới từ đường trích thứ hai. Việc lấy hơi như vậy sẽ làm giảm sản lượng điện do trích hơi (nhu cầu nhiệt trong) một lượng tỷ lệ với độ giáng nhiệt $\Delta i = i_1 - i_2$ cho 1 kg hơi lấy ra. Việc lấy hơi này sẽ không xảy ra nếu thiết bị khử khí có bình ngưng hơi thứ cấp riêng, đặt giữa bộ gia nhiệt thứ nhất và thứ hai (hình 8.27b). Gia nhiệt nước cấp bằng hơi trích thứ nhất được thực hiện trong hai bộ trao đổi nhiệt. Gia nhiệt đầu bằng hơi thứ cấp xảy ra trong bình ngưng của thiết bị khử khí, hơi thứ cấp này lấy từ lượng hơi trích tương đương. Quá trình gia nhiệt được hoàn

thiện trong thiết bị gia nhiệt của đường trích hơi này. Trong trường hợp này, tổng lượng hơi trích hầu như không thay đổi. Như vậy, độ kinh tế của thiết bị tuabin có thiết bị khử khí kèm bình ngưng hơi thứ cấp riêng sẽ không bị suy giảm.



Hình 8.27. Sơ đồ có thiết bị khử khí

a- không có bình ngưng riêng; b – có bình ngưng riêng cho hơi thứ cấp; KK - thiết bị khử khí; GN - bộ gia nhiệt; NGKK- bình ngưng của thiết bị khử khí; BC - bơm chuyển; NX - xả nước lò và nước của thiết bị khử khí; RR - rò ri (tổn thất) chất làm việc

Tuy nhiên, khi chọn sơ đồ nhiệt cuối cùng có thiết bị khử khí, cần tính đến việc thực hiện theo sơ đồ hình 8.27b sẽ yêu cầu thêm thiết bị (bình ngưng cho thiết bị khử khí) làm tăng độ phức tạp và tăng giá thành thiết bị. Tuy nhiên, sử dụng bình ngưng để gia nhiệt nước cấp cho ta khả năng giảm diện tích làm nóng trong thiết bị gia nhiệt (GN1).

Cân bằng nhiệt của thiết bị khử khí đưa ra dưới dạng:

$$D_{khukhi}(i_{trich} - \bar{i}^{bh}_{trich})\eta_{khukhi} = D_{khukhi1}(i_{khukhi1} - \bar{i}_{nuoc}) + D_{nx}(\bar{i}^{bh}_{khukhi1} - \bar{i}_{nuoc}) \quad (8.44)$$

ở đây D_{khukhi}, $D_{khukhi1}$, D_{nx} - lưu lượng hơi nóng, hơi thứ cấp của thiết bị khử khí và nước xả; i_{trich} và $i_{khukhi1}$ - entanpi hơi nóng trích và hơi thứ cấp của thiết bị khử khí; $\bar{i}^{bh}_{trich}$, $\bar{i}^{bh}_{khukhi1}$ và $\bar{i}_{nuoc}$ - entanpi của nước ở nhiệt độ ngưng tụ hơi nóng từ đường trích, hơi thứ cấp của thiết bị khử khí và nước cấp cho thiết bị khử khí; η_{khukhi} - hiệu suất của thiết bị khử khí (có tính đến tổn thất nhiệt do làm mát vỏ thiết bị) đạt khoảng 0,98 ÷ 0,99.

Từ phương trình cân bằng nhiệt có thể xác định lưu lượng hơi nóng từ đường trích của tuabin. Lưu lượng hơi thứ cấp bằng lượng nước bổ sung cho thiết bị là giá trị cho trước:

$$D_{khukhi} = D_{b.s} = D_{roi} + D'_{n.x}$$

Áp suất hơi thứ cấp được xác định từ độ chênh nhiệt độ cần thiết ($\Delta\bar{t}$) giữa hơi nóng ngưng tụ và hơi thứ cấp tạo thành để tạo hơi:

$$\Delta\bar{t} = \bar{t}^{bh}_{trich} - \bar{t}^{bh}_{khukhi}.$$

Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị khử khí phụ thuộc vào độ chênh nhiệt độ $\Delta\bar{t}$ này. Thông thường $\Delta\bar{t}$ = 12 ÷ 25°C. Đối với sơ đồ thiết bị khử khí không có bình ngưng riêng, $\bar{t}^{bh}_{khukhi}$ cần phải bằng nhiệt độ hơi bão hoà từ đường trích, hơi thứ cấp của thiết bị khử khí cũng được đưa vào điểm này vì các giá trị áp suất của nó theo sơ đồ hình 8.27a phải bằng nhau.

Từ áp suất hơi thứ cấp có thể tìm được entanpi hơi bão hoà $i_{khukhi1}$.

Lưu lượng nước xả được xác định theo cân bằng muối của thiết bị khử khí tương tự như lò hơi.

Cân bằng nhiệt của bình ngưng thiết bị khử khí theo sơ đồ 8.27b có dạng:

$$D_{khukhi1}(i_{khukhi1} - \bar{t}^{bh}_{khukhi1})\eta_{ng.khukhi} = D_{ng}(\bar{t}_{ng.khukhi} - \bar{t}_{g.nhiet}).$$

Bổ sung cho cân bằng thiết bị khử khí các đại lượng: D_{ng} - lưu lượng nước cấp đi qua bình ngưng thiết bị; $\bar{t}_{g.nhiet}$, $\bar{t}_{ng.khukhi}$ - entanpi nước cấp tại đầu vào và đầu ra bình ngưng. Entanpi nước đầu vào $t_{g.nhiet}$ bằng entanpi nước đầu ra để vào bình ngưng thiết bị gia nhiệt; $\eta_{ng.khukhi}$ - hiệu suất bình ngưng thiết bị khử khí thường bằng 0,98 ÷ 0,99.

Lượng nước cất thu được từ thiết bị khử khí không thể bằng, thậm chí lớn hơn so với lượng hơi cần thiết để gia nhiệt. Lượng hơi trích được đưa vào gia nhiệt trong trường hợp này được xác định bằng biểu thức:

$$D_{trich} = D_{ng}\tau_0/q_{trich}$$

ở đây τ_0 - nhiệt độ đầu cho trước của nước cấp trong gia nhiệt; q_{trich} - nhiệt ngưng tụ hơi trích.

Khi trong sơ đồ có bình ngưng riêng cho thiết bị khử khí, nhiệt độ đầu của nước cấp gồm hai thành phần: nhiệt độ của nước trong bình ngưng thiết bị khử khí và nhiệt độ nước trong gia nhiệt:

$$\tau_0 = \tau_{g.nhiet} + \tau_{ng.khukhi}$$

Nhiệt độ của nước trong bình ngưng phụ thuộc vào thông số hơi thứ cấp: $\bar{t}_{ng.khukhi} = \bar{t}^{bh}_{khukhi1} - \upsilon$.

Như vậy, $\tau_{ng.khukhi} = f(\bar{t}^{bh}_{khukhi1}) = \bar{t}_{ng.khukhi} - \bar{t}_{khukhi}$. Lượng hơi thứ cấp có thể ngưng tụ trong bình ngưng sẽ được xác định theo biểu thức:

$$D_{khukhi1} = D_{ng}\tau_{ng.khukhi}/q_{khukhi},$$

ở đây q_{khukhi} - nhiệt bay hơi thứ cấp.

Sử dụng biểu thức xác định lưu lượng hơi từ đường trích (D_{trich}) nhận được:

$$D_{khukhi1} = D_{trich}\frac{q_{trich}}{q_{khukhi}}\frac{\tau_{ng.khukhi}}{\tau_0} \qquad (8.45)$$

Như vậy, lượng nước cất nhận được gồm một phần lưu lượng hơi của gia nhiệt, bằng khoảng $\tau_{ng.khukhi}/\tau_0$.

Để tăng lượng nước cất cần tăng nhiệt độ nước trong bình ngưng thiết bị khử khí. Khi đó cần tăng áp suất hơi thứ cấp và suy ra giảm độ chênh nhiệt độ trong thiết bị khử khí, tăng bề mặt tiếp xúc nghĩa là tăng đơn giá thiết bị khử khí và nước cất thu được.

Thiết bị khử khí có bình ngưng riêng đảm bảo nhận được nước bổ sung vào khoảng 3 ÷ 4% lưu lượng hơi của tuabin. Thiết bị khử khí không có bình ngưng riêng có năng suất cao hơn một chút nhưng như đã biết ở phần trên tính kinh tế của thiết bị lại giảm.

8.9. KHỬ KHÍ NƯỚC CẤP BẰNG NHIỆT

Khi vận hành thiết bị tuabin của nhà máy điện có thể xảy ra ăn mòn kim loại hệ thống đường ống hơi - nước, của đường ống và của các chi tiết riêng

của thiết bị) bởi các khí xâm thực hoà tan trong nước cấp. Các chất khí xâm thực đó là ôxy của không khí và khí cacbonic CO_2. Gần đây, liên quan đến việc áp dụng trong các tổ máy tuabin hơi lớn chế độ ôxy hoá nước, người ta cho vào nước cấp một lượng ôxy nguyên chất (200 ÷ 300 μg/kg) hoặc hydro peroxit. Trong trường hợp đó, khử khí trong nước là điều bắt buộc. Nguồn xuất hiện các khí này trong nước cấp là sự hút không khí vào các thành phần của sơ đồ nhiệt làm việc dưới chân không (bình ngưng, đường trích và gia nhiệt chân không), nước bổ sung có chứa các muối cacbonat và bicacbonat, ở nhiệt độ cao sẽ thải ra khí CO_2. Nguyên tắc vận hành kỹ thuật trong trường hợp sử dụng chế độ nước truyền thống là hàm lượng ôxy định mức trong nước cấp 20 μg/kg đối với thiết bị có áp suất 4 ÷ 10 MPa và 10 μg/kg đối với thiết bị áp suất cao hơn 10 MPa. Tương tự định mức cho hàm lượng khí cacbonic trong nước cấp đối với thiết bị áp suất nhỏ hơn 100 MPa là không lớn hơn 5 ÷ 10 μg/kg và với áp suất lớn hơn 10 MPa là 2 ÷ 7 μg/kg.

Để đảm bảo các chỉ tiêu trên, trong các nhà máy hiện đại áp dụng chế độ khử khí cho nước cấp. Phương pháp chủ yếu giải phóng các khí hoà tan ra khỏi nước là khử khí bằng nhiệt.

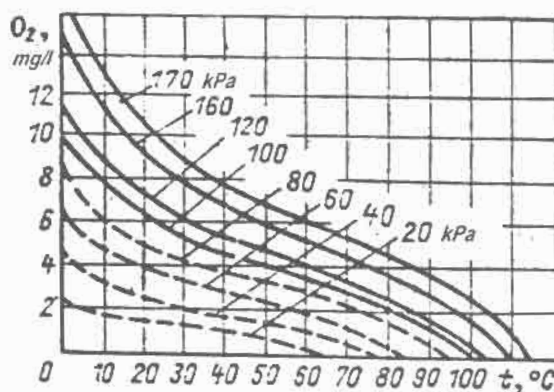
Khử khí bằng nhiệt dựa trên định luật vật lý Danton-Henri, theo định luật này nồng độ các khí hoà tan trong nước tỷ lệ thuận với áp suất của khí trên bề mặt nước (đối với hỗn hợp các khí, ví dụ đối với không khí, thì tỷ lệ thuận với áp suất riêng của từng khí). Khi nhiệt độ nước đạt đến nhiệt độ sôi, áp suất riêng của các chất khí trên bề mặt chất lỏng sẽ giảm vì khí bị thải ra khỏi hơi nước tạo ra trên bề mặt ở nhiệt độ này.

Sự thay đổi hàm lượng ôxy trong nước phụ thuộc vào nhiệt độ được thể hiện trên hình 8.28.

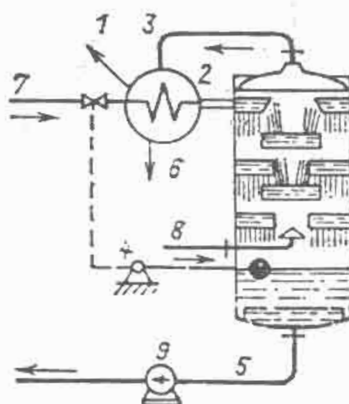
Như vậy khử khí bằng nhiệt là đưa nhiệt độ nước đến nhiệt độ sôi ở một áp suất nhất định, không cho phép nước tiếp xúc với môi trường bên ngoài, nhanh chóng khử các khí bay ra. Người ta có thể thực hiện công việc này trong các thiết bị gia nhiệt hỗn hợp – các thiết bị khử khí bằng nhiệt (hình 8.29).

Như thể hiện trên hình 8.29, nước cần khử khí đầu tiên được đưa vào tháp khử, trong đó đặt các đĩa phun tia đục lỗ nhỏ, đĩa nọ dưới đĩa kia. Cấu trúc này

chia toàn bộ lượng nước thành các dòng và các hạt nhỏ, do đó tăng bề mặt tiếp xúc với môi trường xung quanh.



Hình 8.28. Sự phụ thuộc hàm lượng ôxy hoà tan trong nước vào nhiệt độ và áp suất



Hình 8.29. Sơ đồ khử khí bằng nhiệt ở áp suất khí quyển hoặc áp suất cao hơn

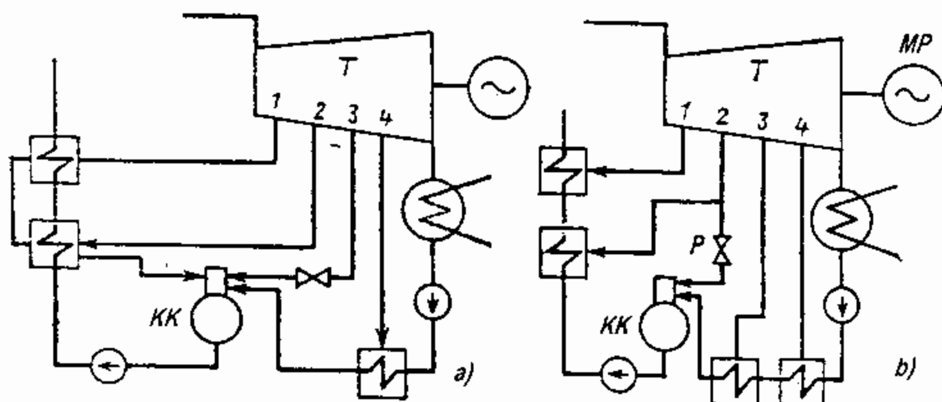
1- không khí; 2- bộ làm mát hơi ra; 3- hỗn hợp hơi- không khí; 4- chi tiết điều chỉnh mức nước; 5- đường ra của nước đã khử khí; 6- ống thoát nước ngưng cua hơi ra; 7- nước cần khử khí vào; 8- hơi nóng vào; 9- bơm nước cấp.

Các dòng và hạt nước đưa vào được làm nóng lên bởi hơi nóng đưa từ dưới lên đến nhiệt độ sôi. Nước nóng này đảm bảo đẩy các khí hoà tan trong nó ra. Các khí thoát ra cùng với một lượng hơi nước - hỗn hợp hơi - không khí - sẽ bị khử khỏi phần trên của tháp. Hơi có trong hỗn hợp hơi - không khi sẽ ngưng tụ trong bộ gia nhiệt bổ sung sử dụng để làm nóng nước vào tháp.

Từ phần dưới của tháp nước đã khử khí được đưa đi bằng bơm.

Cần làm nóng nước đến nhiệt độ bão hoà (nhiệt độ sôi) cho ta khả năng đồng thời sử dụng thiết bị khử khí như là một thiết bị gia nhiệt hỗn hợp. Tháp khử khí đặt trên bể thu nước hình trụ, dung tích của nó được sử dụng như một bể dự phòng, bù cho sự mất cân bằng giữa nhu cầu nước cấp và nước ngưng từ bình ngưng của tuabin. Thiết bị khử khí cùng bể nước khử khí đồng thời là nơi trộn các dòng nước khác nhau và nước xả từ sơ đồ nhiệt của nhà máy.

Đưa thiết bị khử khí vào sơ đồ nhiệt được thực hiện hoặc là như đường tự trích (hình 8.30a), hoặc là một cấp ở đường trích áp suất cao hơn cấp cho gia nhiệt bề mặt (hình 8.30b).



Hình 8.30. Sơ đồ nhiệt có thiết bị khử khí

a- đưa khử khí vào đường tự trích của tuabin; b- đưa vào sơ đồ như sơ đồ gốc: KK- thiết bị khử khí; P- bộ điều chỉnh áp suất tự động; 1 ÷ 4- số đường trích

Khi đưa thiết bị khử khí vào một đường tự trích của tuabin, khi thay đổi tải sẽ thay đổi áp suất đường trích, như vậy áp suất trong khử khí cũng thay đổi gây khó khăn cho vận hành và giảm điều kiện làm việc của nước cấp. Khi đưa khử khí vào sơ đồ gốc khó khăn này sẽ không còn vì ở chế độ vận hành bình thường áp suất trong khử khí thấp hơn áp suất hơi trích. Với sơ đồ đó bề mặt tiếp xúc của thiết bị gia nhiệt hoạt động như khử khí có thể được giảm.

Áp suất làm việc trong khử khí hiện nay thường chọn cao hơn (0,6 ÷ 0,8 MPa), cho phép nối khử khí với đường trích áp suất cao hơn (đến 1,0 ÷ 1,2

MPa), giảm số gia nhiệt cao áp so với phương án áp dụng khử khí ở áp suất khí quyển (áp suất trong khử khí 0,1 ÷ 0,11 MPa).

Dùng thiết bị khử khí có áp suất lớn hơn 0,8 MPa sẽ làm tăng giá thành vỏ khử khí do phải tăng độ dày thân và cấu trúc phức tạp hơn. Ngoài ra, trong trường hợp này nhiệt độ nước vào bơm cấp cũng tăng sẽ làm giảm điều kiện làm việc của nó.

Tính toán nhiệt cho khử khí là xác định lưu lượng hơi cho khử khí trên cơ sở cân bằng năng lượng và nhiệt.

Cân bằng nhiệt của khử khí giống như gia nhiệt hỗn hợp, có dạng sau:

$$D_{khukhi} = i_{khukhi} + D_{ng.khukhi}\bar{i}_{ng.khukhi} + \sum D_{n.x}\bar{i}_{n.x}$$

$$= D_{n.c}\bar{i}_{khukhi} + Q_p \qquad (8.46)$$

ở đây D_{khukhi} và i_{khukhi} - lưu lượng và entanpi hơi nóng trích từ tuabin vào khử khí; $D_{ng.khukhi}$ và $\bar{i}_{ng.khukhi}$ - lưu lượng và entanpi của dòng nước ngưng tuabin vào khử khí; $\sum D_{n.x}$ và $\bar{i}_{n.x}$ - lưu lượng và entanpi nước xả từ gia nhiệt; $D_{n.c}$ và $\bar{i}_{n.c}$ - lưu lượng và entanpi nước cấp ra khỏi khử khí; Q_p - tổn thất nhiệt vào môi trường xung quanh.

Cân bằng lượng cho khử khí có dạng:

$$D_{n.c} = D_{ng.khukhi} + \sum D_{n.x} + D_{khukhi}$$

Trong những trường hợp cụ thể, các phương trình này có thể mở rộng thêm các thành phần bổ sung phản ánh các dòng bổ sung vào khử khí, ví dụ: dòng nước cất từ thiết bị chưng cất nước hoặc nước bổ sung từ xử lý hoá học ...

Khi có yêu cầu nghiêm ngặt về hàm lượng các khí xâm thực trong nước cấp, nước bổ sung cho chu trình cần được khử khí sơ bộ. Khử khí nước bổ sung không phụ thuộc vào phương pháp xử lý (xử lý hoá học hay xử lý nhiệt) được thực hiện trong khử khí bổ sung ở áp suất khí quyển (p = 0,1 ÷ 0,11 MPa). Khử khí sơ bộ nước bổ sung khi xử lý hoá học có thể thực hiện trong bình ngưng tuabin và khử khí tiếp theo là toàn bộ nước cấp trong khử khí áp suất cao.

8.10. CẤP NHIỆT TỪ NHÀ MÁY ĐIỆN ĐỒNG PHÁT

Sản xuất kết hợp điện năng và nhiệt năng ở nhà máy điện đồng phát là cấp nhiệt hoặc là cho các nhu cầu công nghiệp (thường ở dạng hơi có thông số cần thiết), hoặc là cho mục đích sưởi ấm và cấp nước nóng cho các khu dân cư, công trình xã hội, nhà của khu công nghiệp (thường ở dạng nước nóng có nhiệt độ đủ cao). Các hộ tiêu thụ nhiệt bên ngoài này có các đặc trưng riêng. Nhu cầu nhiệt cho công nghiệp có tải gần như không đổi trong năm. Tải để sưởi ấm thay đổi theo thời gian trong năm từ 0 đến giá trị cực đại phụ thuộc vào nhiệt độ không khí xung quanh. Để phủ nhu cầu sưởi ấm thay đổi, yêu cầu một giải pháp kỹ thuật đặc biệt cho sự thay đổi sơ đồ nhiệt và thiết bị của nhà máy điện đồng phát.

Phủ nhu cầu nhiệt, hơi có thể thực hiện trực tiếp từ đường trích hơi có thể điều chỉnh của tuabin như thể hiện trên hình 8.24.

Trong phần lớn các trường hợp, hơi công nghệ được sử dụng hoàn toàn. Nếu nước ngưng của nó quá bẩn hoặc có tổn thất hơi và nước ngưng lớn thì đối với nhà máy điện đồng phát sẽ xuất hiện sự cần thiết cấp một lượng lớn nước bổ sung bù cho các tổn thất đó.

Nước bổ sung cần được xử lý hoá học (khử muối bằng hoá chất) hoặc xử lý nhiệt trong các thiết bị chưng cất nước.

Chọn sơ đồ xử lý nước bổ sung nào là tuỳ thuộc vào kết quả tính toán kinh tế kỹ thuật theo yêu cầu chất lượng nước cấp, chi phí cho hệ thống xử lý hoá học hay thiết bị chưng cất. Bên cạnh sơ đồ mở của nhà máy điện đồng phát với phụ tải hơi công nghệ, có thể áp dụng sơ đồ kín có thiết bị chuyển hoá hơi (xem hình 8.25). Tổn thất hơi và nước ngưng bên ngoài ở nhà máy điện đồng phát trong trường hợp này giảm đáng kể hoặc gần như không có, nhưng giảm sản lượng điện do cấp cho nhu cầu nhiệt vì áp suất hơi trích cần phải tăng thêm một lượng tương ứng mức giảm nhiệt độ trong thiết bị chuyển hoá hơi vào khoảng $12 \div 15^{o}C$. Khi so sánh kinh tế kỹ thuật các phương án với tải công nghệ ở sơ đồ kín, cần tính chi phí bổ sung cho nhiên liệu của thiết bị chuyển hoá để bù cho phần sản lượng điện thiếu hụt, chi phí xử lý nước bổ sung trong thiết bị chuyển hoá hơi để bù tổn thất hơi và nước ở bên ngoài. Vì các thông số hơi của các bộ chuyển hoá hơi không lớn, nên xử lý nước bổ sung cũng đơn

giản (vôi-sô đa) và không tốn kém. Tính toán nhiệt cho thiết bị chuyển hoá hơi là xác định lưu lượng hơi nóng trích từ tuabin theo phương trình cân bằng nhiệt, tương tự như tính toán cho thiết bị chưng cất.

Phụ tải cho sưởi ấm được phủ bởi nhà máy điện đồng phát là Q_{suoiam}, gồm lượng nhiệt để tự sưởi ấm cho toà nhà Q_0, lượng nhiệt cho sinh hoạt, thông gió nhà các khu công nghiệp và các công trình xã hội $Q_{thonggio}$ và lượng nhiệt cho nhu cầu dân dụng - nước nóng $Q_{nuocnong}$:

$$Q_{suoiam} = Q_0 + Q_{thonggio} + Q_{nuocnong}$$

Lượng nhiệt cho tự sưởi ấm Q_0, kW, có thể xác định từ biểu thức có tính đến sự trao đổi nhiệt của các toà nhà với môi trường xung quanh:

$$Q_0 = x_0\, V\, (t_{bt} - t_{bn})10^{-3} \tag{8.47}$$

ở đây x_0 - đặc tính sưởi ấm của toà nhà phụ thuộc vào kết cấu và chất lượng thiết bị; đối với khu dân cư $x_0 = 0{,}3 \div 0{,}5$ W/(m^3.K); V - thể tích toà nhà cần sưởi ấm theo kích thước ngoài, m^3; t_{bt} - nhiệt độ bên trong nơi sưởi, ^{o}C; t_{bn} - nhiệt độ không khí bên ngoài, ^{o}C.

Nhiệt độ nơi sưởi ấm t_{bt} lấy trong khoảng $18 \div 20^o$C để đảm bảo điều kiện cho dân sinh.

Lượng nhiệt thông gió cho các công trình xã hội và khu công nghiệp được xác định từ điều kiện số lần thay đổi không khí cần thiết n trong vị trí và sưởi nóng lên từ nhiệt độ không khí xung quanh đến nhiệt độ cần thiết bên trong toà nhà theo biểu thức sau:

$$Q_{toanha} = n.c.V_{toanha}(t_{bt} - t_{bn}) \tag{8.48}$$

ở đây:

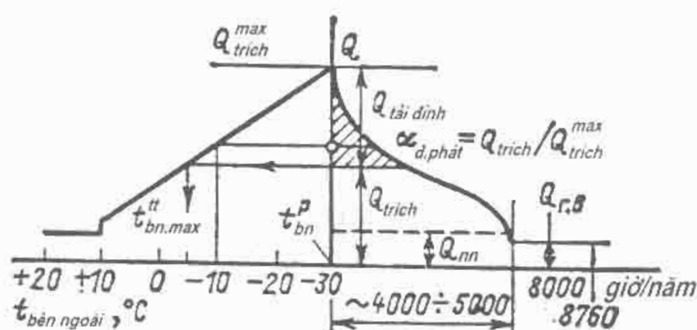
c - nhiệt dung của không khí bằng 1,26 kJ/(m^3.K);

V_{toanha} - thể tích sưởi ấm bên trong, m^3.K.

Lượng nhiệt cho sưởi ấm và thông gió phụ thuộc tuyến tính vào nhiệt độ không khí môi trường và đạt cực đại khi nhiệt độ xung quanh có giá trị nhỏ nhất theo số liệu khí tượng của từng vùng. Tuy nhiên nhiệt độ nhỏ nhất đối với không khí xung quanh thường có trong thời gian ngắn và không phải năm nào

cũng xảy ra. Để tính nhu cầu nhiệt cực đại Q_{trich}^{max} áp dụng nhiệt độ tính toán đối với không khí xung quanh cao hơn nhiều $t_{b.ng}^{tt}$.

Giá trị tải cho quạt sưởi bằng 0 tương ứng với nhiệt độ không khí xung quanh +18 ÷ +20°C. Trên thực tế, ngừng sưởi cho các toà nhà (hoặc bắt đầu) khi nhiệt độ không khí xung quanh cao hơn (hoặc thấp hơn) +8 ÷ +10°C trong 3 ngày liên tiếp. Thay đổi tải nhiệt phụ thuộc vào nhiệt độ không khí xung quanh và khoảng thời gian nhiệt độ thấp trong năm τ thể hiện trên hình 8.31. Như đã nói trên, ở nhiệt độ +8°C, việc cấp nhiệt cho sưởi ấm sẽ ngừng lại.



Hình 8.31. Mối tương quan giữa nhu cầu nhiệt và nhiệt độ không khí xung quanh.

Lượng nhiệt cần thiết để cấp nước nóng trong một đơn vị thời gian xác định theo biểu thức:

$$Q_{n\ nóng} = m.g.c(t_{nóng} - t_{lanh}) \tag{8.49}$$

ở đây *m* - số dân của vùng cần cấp nước nóng; *g* - định mức tiêu thụ nước nóng trung bình ngày cho một người theo đơn vị thời gian (giờ); $t_{nóng}$, t_{lanh} - nhiệt độ nước nóng (60°C) và nước lạnh sử dụng để cấp nước nóng; *c* - nhiệt dung của nước.

Để đơn giản tính toán, thường lấy lượng nhiệt cấp cho nước nóng bằng gần 10 ÷ 15% (số lớn - mùa đông, số nhỏ - mùa hè) lượng nhiệt cực đại cho sưởi ấm.

Tại các nhà máy điện đồng phát tuabin hơi, phần lớn tải để sưởi ấm lấy từ nhiệt trích hơi của tuabin Q_{trich} (xem hình 8.31). Phần đỉnh của tải nhiệt bằng

($Q_{trich}^{max} - Q_{trich}$) = $Q_{toidinh}$ sẽ do nguồn nhiệt ngoài. Thông thường để thực hiện điều đó, ở nhà máy điện đồng phát lắp các lò đun nước nóng để phủ đỉnh, các lò này có cấu trúc đơn giản và giá thành không cao. Sự phân bố tải nhiệt như vậy giữa lò của tuabin hơi và lò đun nước nóng phủ đỉnh cho ta tải đều hơn trong thời gian trích hơi của tuabin để sưởi, như vậy tăng độ kinh tế vận hành của nhà máy.

Phủ tải đỉnh trong năm tương ứng với phần gạch chéo trên đồ thị phụ tải nhiệt. Phần phủ phụ tải nhiệt cực đại từ hơi trích được gọi là hệ số thu hồi nhiệt:

$$\alpha_{d.phat} = Q_{trich}/Q_{trich}^{max} \tag{8.50}$$

Hệ số thu hồi nhiệt $\alpha_{d.phat}$ được xác định bằng tính toán kinh tế kỹ thuật, trong đó so sánh tính kinh tế của chi phí nhiên liệu khi tăng hệ số thu hồi nhiệt với sự tăng chi phí đầu tư so với sử dụng lò đun nước phủ đỉnh. Kinh tế nhiên liệu bổ sung với $\alpha_{d.phat}$ gần bằng 1 sẽ giảm, còn vốn đầu tư sẽ tăng không phụ thuộc vào tính kinh tế này. Kết quả là có thể tìm được giá trị cho sưởi ấm $\alpha_{d.phat}^{t.uu}$. Trong các điều kiện hiện nay $\alpha_{d.phat}^{t.uu}$ dao động trong khoảng 0,5 ÷ 0,7.

Hệ số thu hồi nhiệt tối ưu như thể hiện trên hình 8.31 tương ứng với nhiệt độ tính toán không khí xung quanh $t_{bn\,max}''$, ở nhiệt độ này tải từ trích hơi tuabin là cực đại. Đối với điều kiện tính toán trung bình $t_{bn\,max}''$ = + 2 ÷ - 5°C.

Chất tải nhiệt trung gian từ nhà máy điện đến trạm phân phối nhiệt đặt ở khu đông dân cư là nước lưới. Sơ đồ lưới nhiệt có thể là hai ống, nghĩa là có đường ống nước cấp đi và đường ống nước về, và cũng có thể là sơ đồ một ống. Hệ thống cấp nước nóng trong sơ đồ hai ống có thể hở hoặc kín. Trong trường hợp thứ nhất, để cung cấp nước nóng sử dụng nước lưới, còn trong trường hợp thứ hai, đường ống nước nóng lên trong các bộ gia nhiệt nước nóng. Lượng nước lưới theo đơn vị thời gian G_{luoi} cần cho một tải nhiệt định trước xác định theo biểu thức:

$$Q_{trich} = G_{luoi}(\bar{i}_{nc.di} - \bar{i}_{nc.ve}) \tag{8.51}$$

ở đây $\bar{i}_{nc.di}$, $\bar{i}_{nc.ve}$ - entanpi của nước cấp đi và nước về của mạng lưới nước chung.

Sơ đồ lưới nhiệt có thể là loại hở, một ống nếu nước lưới cấp đi sưởi cho các toà nhà sẽ sử dụng toàn bộ (hoặc gần như thế) là nước nóng. Sơ đồ đó có ưu điểm hợp lý nếu nhà máy điện đồng phát không cấp nhiệt cho hộ tiêu thụ có khoảng cách xa do giảm chi phí thiết bị lưới nhiệt (đường ống hồi).

Chọn nhiệt độ nước cấp và nước hồi của lưới là bài toán kinh tế - kỹ thuật. Khi tăng nhiệt độ nước cấp đi, nghĩa là hiệu $\bar{t}_{nc\,di}$ - $\bar{t}_{nc.ve}$ đối với tải nhiệt cực đại đã cho Q_{trich} sẽ giảm lượng nước lưới cần thiết Q_{luoi} [xem biểu thức (8.51)]. Giảm lượng nước lưới cũng giảm đường kính ống và giảm cả suất tiêu hao điện để vận chuyển nước lưới từ nhà máy điện đến các hộ tiêu thụ nhiệt.

Mặt khác, tăng nhiệt độ nước lưới cấp đi sẽ yêu cầu tăng áp suất hơi trích vì nhiệt độ ngưng tụ hơi trích để đảm bảo độ nóng nước lưới trong thiết bị gia nhiệt của lưới cần phải cao hơn nhiệt độ nước ra khỏi gia nhiệt.

Trộn lẫn hơi trích trong miền áp suất lớn của tuabin sẽ giảm sản lượng điện do cấp cho các hộ tiêu thụ nhiệt, nghĩa là giảm hiệu quả sản xuất kết hợp năng lượng điện và năng lượng nhiệt. Để bù sản lượng điện thiếu hụt cần một lượng nhiên liệu bổ sung cho nhà máy điện ngưng hơi thuần tuý.

Thành phần kinh tế kỹ thuật của chi phí cho lưới nhiệt và nhiên liệu phụ thuộc vào nhiệt độ nước lưới cấp đi cho ta khả năng xác định giá trị tối ưu.

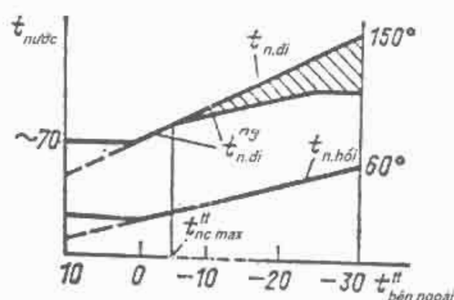
Đối với nhà máy điện trong thành phố với chiều dài lưới nhiệt trung bình, nhiệt độ nước lưới lớn nhất lấy bằng 150°C. Với hệ thống nước lưới dài hơn, nhiệt độ nước lưới tăng đến 170 ÷ 180°C. Đối với đường ống của nhà máy điện ở ngoại ô thành phố, cách xa đến vài chục kilômet (thông thường đây là hệ thống cấp nước một đường ống), nhiệt độ nước cấp đi hợp lý là 180 ÷ 200°C.

Theo điều kiện trao đổi nhiệt ở thiết bị của hộ tiêu thụ nhiệt - trạm phân phối nhiệt, nhiệt độ nước lưới trở về lớn nhất tương ứng lấy bằng 55 ÷ 70°C.

Nhiệt độ nước cấp và hồi của lưới trình bày ở trên tương ứng với tải sưởi ấm lớn nhất của khu vực khi nhiệt độ không khí tính toán thấp nhất. Khi nhiệt độ không khí xung quanh hạ xuống thấp và sự điều chỉnh nhiệt cấp từ nhà máy điện hợp lý có thể thực hiện bằng cách giảm nhiệt độ nước cấp đi của lưới. Theo điều kiện trao đổi nhiệt trong thiết bị hộ tiêu thụ nhiệt, nhiệt độ nước hồi của lưới cũng sẽ giảm.

Trên hình 8.32 thể hiện sự thay đổi $t_{nc\ di}$ và $t_{nc\ ve}$ phụ thuộc vào nhiệt độ không khí xung quanh (đồ thị nhiệt độ của nước lưới).

Theo điều kiện cung cấp nước nóng, nhiệt độ nước cấp đi của lưới không được để thấp hơn 60 ÷ 70°C. Việc điều chỉnh chế độ sưởi ấm trong trường hợp này được thực hiện bằng cách ngắt các thiết bị nhiệt của hộ tiêu thụ nhiệt theo định kỳ (bộ gia nhiệt nước - nước) ra khỏi lưới nhiệt.



Hình 8.32. Đồ thị nhiệt độ của nước lưới

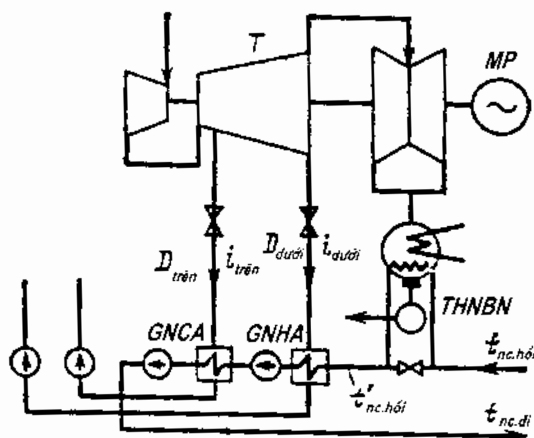
Suất tiêu hao nước lưới được giữ không đổi nhờ chế độ thuỷ lực của lưới nhiệt. Khi nhiệt độ không khí xung quanh đạt đến nhiệt độ tính toán như đã xét đến ở phần trên, tải nhiệt và độ nóng đến nhiệt độ tương ứng của nước lưới cấp đi chỉ có thể được đảm bảo bởi hơi trích cho các bộ gia nhiệt của lưới.

Khi nhiệt độ không khí xung quanh quá thấp, phải cho các lò đun nước nóng phủ đỉnh hoạt động để đảm bảo nhiệt độ cho nước lưới tương ứng với tải nhiệt cần thiết. Nhiệt độ nước lưới sau các bộ gia nhiệt của lưới cũng sẽ tăng. Điều này có thể đạt được bằng cách thay đổi áp suất hơi trích với sự trợ giúp của thiết bị điều chỉnh áp suất. Tăng nhiệt độ nước lưới sau các bộ gia nhiệt của lưới sẽ làm tăng đều nhiệt độ nước hồi của lưới (xem hình 8.32) tương ứng hơi trích lớn nhất từ tuabin đạt được ở nhiệt độ tính toán của không khí xung quanh cho giá trị $\alpha'^{\,uu}_{d\ phat}$ đã chọn.

Sự tăng áp suất hơi trích là có giới hạn, sau khi đạt được giá trị đó nhiệt độ làm nóng nước sẽ không đổi, phụ tải nhiệt của đường trích thậm chí hơi giảm còn phụ tải các lò đun nước nóng phủ đỉnh sẽ tăng đáng kể (xem hình 8.32, phần gạch chéo trong đồ thị). Trong loạt thiết bị tuabin hơi ra đời đầu tiên, việc làm nóng nước lưới trong các bộ gia nhiệt của lưới được thực hiện

bởi một đường trích hơi có thể điều chỉnh áp suất. Sau này vì độ nóng của nước lưới trong các bộ gia nhiệt của lưới có thể đạt đến 60 ÷ 80°C, bắt đầu sử dụng thiết bị gia nhiệt đa cấp của lưới giống như gia nhiệt nước cấp, lấy hơi từ vài đường trích của tuabin. Sự phân bố gia nhiệt nước lưới giữa một vài đường trích sẽ tăng sản lượng điện trên cơ sở hộ tiêu thụ nhiệt, nghĩa là tăng hiệu quả của nhà máy điện.

Trên hình 8.33 thể hiện sơ đồ lấy nhiệt cho mục đích sưởi ấm từ thiết bị tuabin T-100-130 hai đường trích có thể điều chỉnh. Ngoài ra trên thiết bị này còn xem xét việc đưa vào giai đoạn phụ tải sưởi ấm lớn nhất gia nhiệt cấp ba của lưới trong gia nhiệt bổ sung lắp trong bình ngưng (cụm ống hồi nhiệt của bình ngưng). Khi cho cụm ống này hoạt động sẽ ngừng cấp nước tuần hoàn để làm mát bình ngưng tuabin. Áp suất hơi trong bình ngưng tăng, do đó nhiệt độ ngưng tụ của nó trở nên cao hơn nhiệt độ nước hồi của lưới. Như vậy, hơi vào bình ngưng đảm bảo gia nhiệt sơ bộ cho nước lưới (lên khoảng 5 ÷ 10°C). Trong chế độ này không có tổn thất nhiệt trong bình ngưng.



Hình 8.33. Sơ đồ lắp gia nhiệt nước lưới cho tuabin T-100-130
GNCA - gia nhiệt lưới trên; GNHA- gia nhiệt lưới dưới;
THNBN - thiết bị thu hồi nhiệt của bình ngưng

Tính toán nhiệt cho các bộ gia nhiệt lưới cho ta xác định lưu lượng hơi trích cho phụ tải nhiệt cho trước. Đối với gia nhiệt lưới cao áp, lưu lượng hơi được xác định từ biểu thức:

$$Q_{tren} = D_{tren}(i_{tren} - \bar{t}^{bh}_{tren})\eta_{ve} = G_{mang}(\bar{t}_{trenmang} - \bar{t}_{duoimang}),$$

đối với gia nhiệt lưới hạ áp:

$$Q_{duoi} = D_{duoi}(i_{duoi} - \bar{t}^{bh}_{duoi})\eta_{ve} = G_{mang}(\bar{t}_{duoimang} - \bar{t}_{nc.ve})$$

ở đây Q_{tren} và Q_{duoi} - phụ tải nhiệt của gia nhiệt lưới cao áp và hạ áp; D_{tren} và D_{duoi} - lưu lượng hơi vào gia nhiệt trên và dưới; i_{tren} và i_{duoi} - entanpi hơi các đường trích cao áp và hạ áp; $\bar{t}^{bh}_{tren}$ và $\bar{t}^{bh}_{duoi}$ - entanpi nước ngưng của hơi nóng từ đường trích trên và dưới; G_{mang} - lưu lượng nước lưới theo đơn vị thời gian (h); $\bar{t}_{trenmang}$ và $\bar{t}_{duoimang}$ - entanpi nước lưới sau gia nhiệt lưới cao áp và hạ áp. Tương ứng với entanpi, nhiệt độ nhỏ hơn nhiệt độ nước ngưng của hơi nóng một giá trị $\vartheta = 4 \div 6^oC$; $\bar{t}'_{nc.ve}$ - entanpi nước hồi của lưới sau ống thu hồi nhiệt trong bình ngưng. Nếu ống này không hoạt động, $\bar{t}'_{nc.ve} = t_{nc.ve}$.

Thông thường tổng phụ tải nhiệt của tuabin $Q_{trich} = Q_{tren} + Q_{duoi}$ phụ thuộc vào nhiệt độ tính toán của không khí xung quanh. Phân bố phụ tải này giữa gia nhiệt lưới trên và dưới tỷ lệ với độ nóng nước lưới trong chúng, nghĩa là:

$$\frac{Q_{tren}}{Q_{duoi}} = \frac{\overline{t_{tren.mang}} - \overline{t_{duoi.mang}}}{\overline{t_{duoi.mang}} - \bar{t}'_{nc.ve}}$$

Nhiệt độ nước sau gia nhiệt cao áp $t_{tren.mang}$ được xác định theo đồ thị nhiệt độ nước lưới (xem hình 8.32), còn nhiệt độ nước sau gia nhiệt hạ áp $t_{duoi.mang}$ - theo áp suất hơi trong gia nhiệt dưới.

Áp suất hơi của gia nhiệt trên cần phải tương ứng nhiệt độ ngưng tụ của nó:

$$t^{bh}_{tren} = t_{trenmang} + \vartheta$$

8.11. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ NHIỆT NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN VÀ ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Sơ đồ thể hiện chuyển động của chất làm việc chính (hơi - nước đối với nhà máy nhiệt điện tuabin hơi) liên tiếp qua các thiết bị chính thực hiện quá

trình nhiệt động để chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng gọi là sơ đồ nguyên lý nhiệt của nhà máy điện. Đối với nhà máy điện đồng phát năng lượng, trong sơ đồ nguyên lý nhiệt còn có thể hiện các thiết bị cần thiết để lấy nhiệt (hơi, nước nóng) cho hộ tiêu thụ nhiệt và mối liên quan với các thiết bị chính của nhà máy.

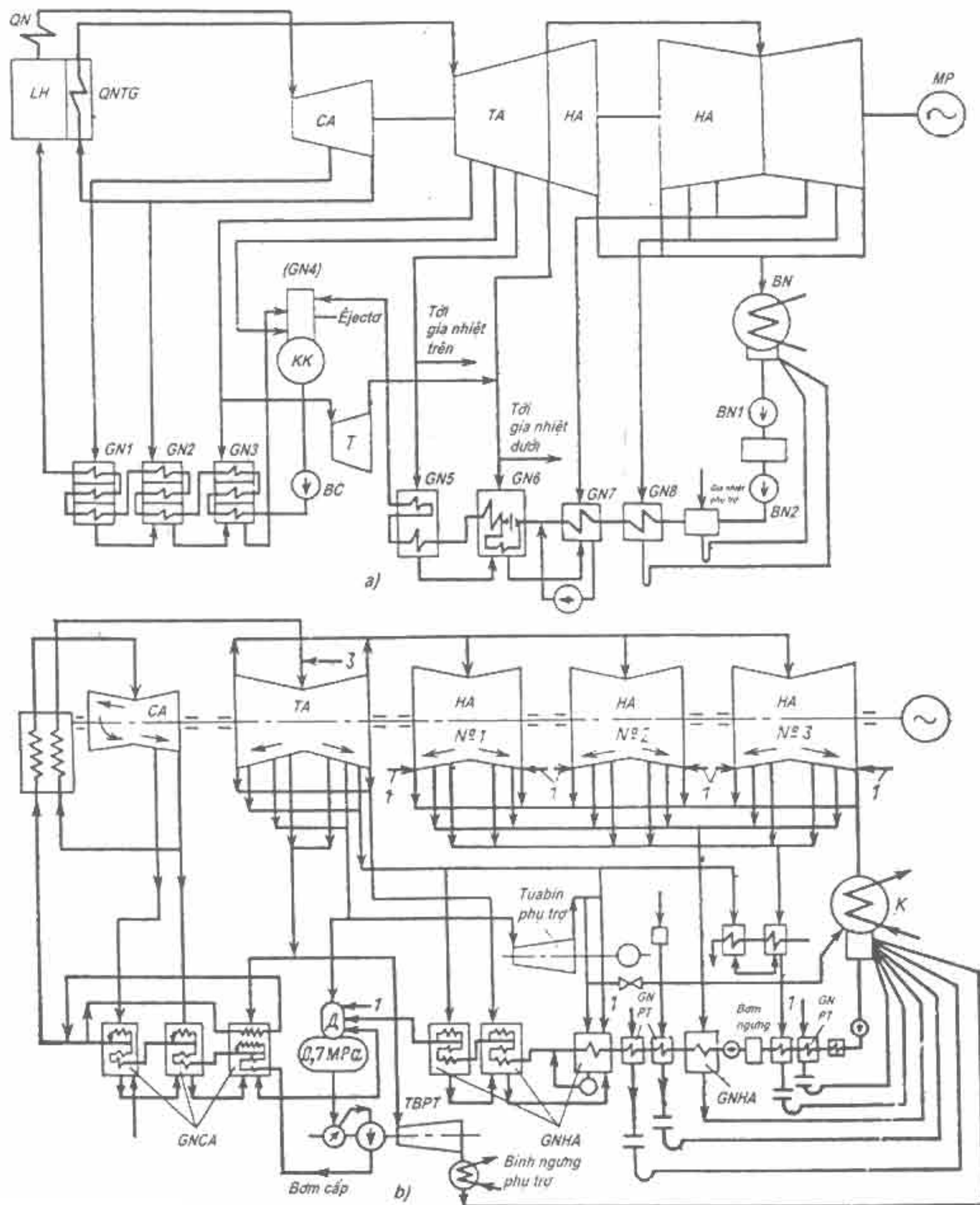
Sơ đồ nguyên lý nhiệt của nhà máy điện tuabin hơi cần chỉ ra loại, công suất, các thông số đầu, cuối của tuabin máy phát và lò hơi của nhà máy. Trên sơ đồ nguyên lý nhiệt cũng cần chỉ ra các biện pháp nâng cao tính kinh tế vận hành của nhà máy và áp dụng theo sơ đồ nào (quá nhiệt thứ cấp, gia nhiệt, làm lạnh hơi quá nhiệt và xả ...). Trong sơ đồ còn chỉ ra điểm đưa nước bổ sung vào, nơi đưa vào và loại dẫn động bơm cấp và các bơm khác (bơm nước ngưng, bơm chuyển), cách khử khí cho nước cấp và nước bổ sung ...

Trên hình 8.34 thể hiện sơ đồ nguyên lý nhiệt của các loại nhà máy điện khác nhau, sơ đồ nhiệt tổ máy công suất 300 MW trên hình 8.34a; sơ đồ nguyên lý nhiệt tổ máy 800 MW trên hình 8.34b. Cả hai tổ máy này có tuabin ngưng hơi thuần tuý và chỉ phát điện. Sơ đồ nhiệt của tổ máy thu hồi nhiệt với tuabin T-100-130 thể hiện trên hình 8.34c.

Sơ đồ nguyên lý nhiệt của nhà máy điện nguyên tử được thực hiện một vòng tuần hoàn, hai vòng tuần hoàn hoặc ba vòng tuần hoàn (xem hình 5.1).

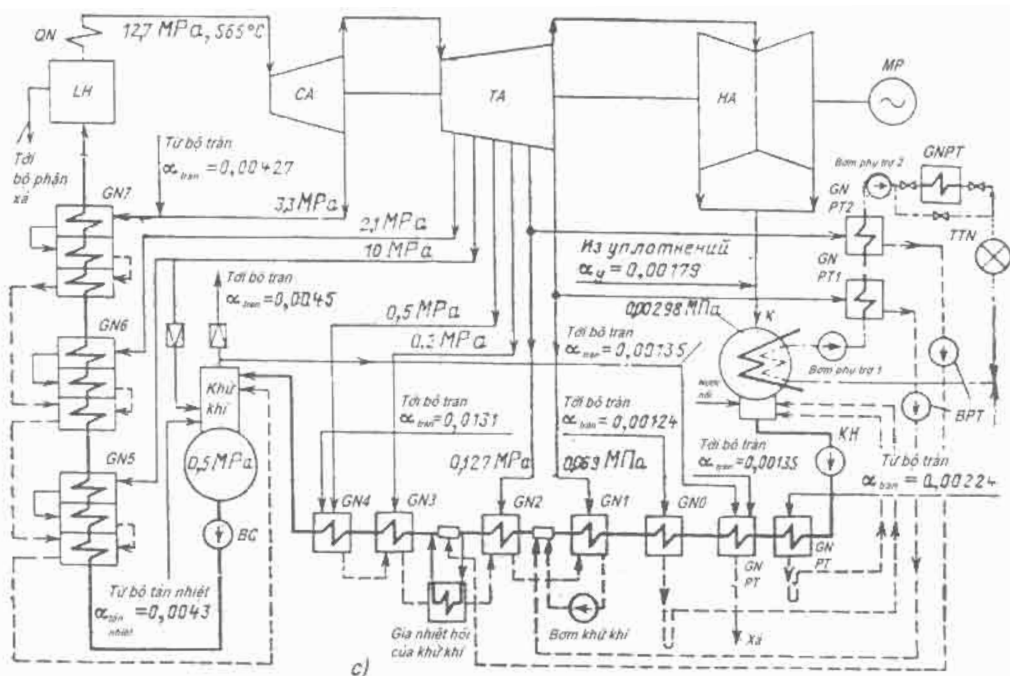
Ví dụ đưa ra trên hình 8.35 là sơ đồ nguyên lý nhiệt tổ máy nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng PBMK-1000 (lò nước sôi công suất tuabin 1000 MW). Dùng lò phản ứng PBMK-1000 cho ta khả năng sử dụng ưu điểm chính của lò nước sôi - chất tải nhiên liệu (thanh nhiên liệu) trong thời gian làm việc của lò phản ứng, cho phép tăng hệ số sử dụng công suất nguyên tử và giảm tổn thất trong hệ thống ...

Tính toán sơ đồ nguyên lý nhiệt là xác định các thông số hơi trích (nếu nhà chế tạo tuabin không cho trước) ở gia nhiệt nước cấp tối ưu theo cấp, xác định lưu lượng hơi theo từng thành phần của sơ đồ nhiệt (từ lò hơi vào tuabin, từ đường trích hơi vào gia nhiệt, vào khử khí, để dẫn động bơm nước cấp, vào gia nhiệt lưới ...). Kết thúc bài tính là xác định các chỉ tiêu kinh tế của nhà máy điện.



Hình 8.34. Sơ đồ nguyên lý nhiệt.

a- tổ máy 300 MW (K-300-240); b- tổ máy 800 MW (K-800-240);



Hình 8.34. Sơ đồ nguyên lý nhiệt (tiếp theo).
c- tổ máy thu hồi nhiệt 100 MW (T-100-130).

Bài tính theo sơ đồ thực hiện như sau:

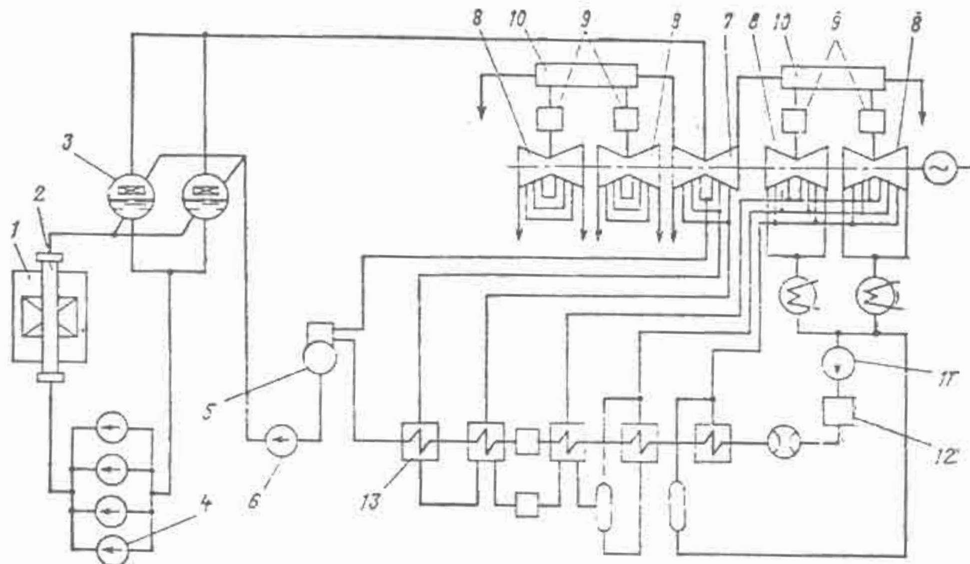
1. Theo thông số hơi đầu, cuối và hiệu suất phần chảy cho trước, xây dựng biểu đồ i-s cho quá trình giãn hơi trong tuabin.

Theo phương pháp đã trình bày ở mục 8.7, xác định sự phân bố gia nhiệt nước cấp tối ưu. Tính đến sự gia nhiệt non trong gia nhiệt bề mặt, tìm được nhiệt độ ngưng tụ và tương ứng là áp suất hơi trích trước gia nhiệt. Thêm hệ số tổn thất áp lực trong hệ thống đường ống, xác định được áp suất hơi trích trong tuabin. Từ áp suất hơi trích và quá trình giãn hơi trong tuabin, tìm được các thông số còn lại của hơi trích (entanpi và nhiệt độ quá nhiệt).

Trường hợp đã có thông số do nhà chế tạo tuabin cung cấp thì áp suất hơi trích được định sẵn không cần xác định.

2. Kết quả tính toán của bước trước cho phép lập cân bằng nhiệt cho các bộ gia nhiệt và xác định mức tiêu hao hơi (so với lưu lượng hơi vào tuabin)

cho từng bộ gia nhiệt. Để giải phương trình cân bằng nhiệt, sử dụng cân bằng lượng cho dòng và điểm trộn chất làm việc. Cân bằng lượng cần tính đến tổn thất hơi và nước ngưng trong chu trình công nghệ và bù bằng nước bổ sung.



Hình 8.35. Sơ đồ nguyên lý nhiệt nhà máy điện nguyên tử nước sôi với lò phản ứng PBMK-1000
1- lò phản ứng; 2- kênh bay hơi; 3- bộ phân ly; 4- bơm tuần hoàn; 5- thiết bị khử khí;
6- bơm nước cấp; 7- khối cao áp; 8- khối hạ áp; 9- thiết bị sinh hơi; 10- bộ phân ly;
11- bơm nước ngưng; 12- thiết bị xử lý nước ngưng; 13- thiết bị gia nhiệt.

Để đơn giản bài tính sơ đồ có thiết bị làm mát hơi trích quá nhiệt, gia nhiệt bổ sung cho nước cấp trong thiết bị này có thể đánh giá sơ bộ (trong khoảng $2 \div 5^{o}C$) cùng bài kiểm tra lại sau đây.

Để ví dụ, đưa ra các cân bằng nhiệt và lượng cho gia nhiệt cao áp thứ nhất loại ngưng tụ.

- Cân bằng nhiệt:

$$\alpha_1(i_1 - \overline{t}_{xa1})\,\eta_{g\,nhiet} = \alpha_{nc}(\overline{t}_{g\,nhiet1} - \overline{t}_{g\,nhiet2}).$$

- Cân bằng lượng:

$$\alpha_{nc} = 1 + \alpha_{hx} = 1 + \alpha_{rr}.$$

ở đây α_1, α_{nc}, α_{bs}, α_{rr} - lưu lượng hơi hoặc nước tương ứng trong gia nhiệt thứ nhất, nước cấp, nước bổ sung và rò rỉ (đại lượng cuối cùng được cho trước hoặc lấy phụ thuộc vào loại nhà máy điện); i_1 và $\overline{i}_{xa1}$- entanpi của hơi và nước xả tại đầu vào và đầu ra gia nhiệt thứ nhất. Nhiệt độ nước xả t_{xa1} lấy từ điều kiện trao đổi nhiệt, cao hơn nhiệt độ nước vào gia nhiệt khoảng 10 ÷ 15°C; $\overline{i}_{g.nhiet1}$ và $\overline{i}_{g.nhiet2}$ - entanpi nước cấp sau gia nhiệt thứ nhất và thứ hai; $\eta_{g.nhiet}$ - hệ số tính đến tổn thất nhiệt của gia nhiệt vào môi trường xung quanh, lấy vào khoảng 0,98 ÷ 0,99.

Từ phương trình cân bằng nhiệt, tìm được:

$$\alpha_1 = \alpha_{g.nhiet.ncap} \frac{\overline{i}_{g.nhiet1} - \overline{i}_{g.nhiet2}}{i_1 - \overline{i}_{xa2}} \frac{1}{\eta_{g.nhiet}}$$

3. Bước cuối cùng là xác định lưu lượng hơi cụ thể theo các thành phần của sơ đồ và các chỉ tiêu kinh tế nhiệt của nhà máy điện.

Xác định lưu lượng hơi vào tuabin được thực hiện theo phương trình năng lượng với các đường trích xác định theo các biểu thức (8.16, 8.16a):

$$D = \frac{D_{ng.e}}{1 - \sum y\alpha},$$

ở đây $D_{ng.e} = \dfrac{N_e}{\eta_{co}\eta_{MF} \sum H_{d.nhiet}\alpha_{oi}}$.

Từ lưu lượng hơi vào tuabin đã tìm được, có thể tìm được tất cả các dòng còn lại.

Các chỉ tiêu kinh tế nhiệt được xác định bằng các biểu thức trong mục 8.3.

Trong một vài trường hợp (đối với nhà máy điện đồng phát) tính toán sơ đồ nguyên lý nhiệt được lấy theo lưu lượng hơi vào tuabin cho trước. Trong trường hợp này, lưu lượng hơi từ đường trích được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt của gia nhiệt với giá trị cụ thể của chúng, tìm được công suất tạo ra được do mỗi đường trích. Từ hiệu $D - \sum D_{trich}$ xác định được dòng hơi qua bình ngưng và công suất mà nó tạo ra. Sau đó xác định tổng công suất của tuabin. Khi công suất này không trùng với công suất định mức của tuabin, lặp lại tính toán với sự thay đổi lưu lượng hơi tương ứng.

Điều đặc biệt của bài tính sơ đồ nguyên lý nhiệt cho tuabin hơi của nhà máy điện nguyên tử là đưa vào phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng lượng các chỉ tiêu đặc trưng cho công của bộ phân ly nước trung gian sau thân cao áp của tuabin và cả các gia nhiệt hơi trung gian. Theo các nguyên nhân này, cân bằng năng lượng của dòng hơi (phương trình năng lượng) thay đổi rõ rệt, dòng hơi này cho ta xác định kết quả công suất định mức cho trước và lưu lượng hơi của tuabin.

Tính toán sơ đồ nguyên lý nhiệt cho toàn bộ phụ tải định mức (max) cho ta khả năng chọn tất cả các thiết bị phụ trợ đảm bảo cho vận hành nhà máy điện trong chế độ này, hoặc tính toán cho một phần phụ tải tương ứng với chế độ vận hành định trước để xác định các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật khi chọn các thiết bị phụ trợ.

8.12. CÁC THIẾT BỊ PHỤ TRỢ CHO NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Để thực hiện các quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng rồi sau đó thành điện năng, ngoài các thiết bị trong khu nhà máy chính, nhà máy điện cần có các thiết bị phụ trợ: hệ thống cung cấp nước kỹ thuật, hệ thống cung cấp nhiên liệu, hệ thống thải tro, xỉ.

Hệ thống cung cấp nước kỹ thuật phục vụ nhu cầu nước cho: ngưng tụ hơi cuối trong bình ngưng tuabin, làm mát dầu, làm mát các thiết bị máy phát, bù tổn thất nước trong chu trình, thải tro xỉ và cho các nhu cầu khác trong nhà máy. Phần lớn lượng nước - đến 95% là nước để ngưng tụ hơi trong bình ngưng.

Lượng nước tuần hoàn vào bình ngưng được xác định theo cân bằng nhiệt:

$$D_{ng}(i_{ng} - \bar{t}_{ng}) = G_{t\,hoan}(\bar{t}_{nc2} - \bar{t}_{nc1})$$

ở đây D_{ng} và $G_{t\,hoan}$ - lưu lượng hơi cần ngưng tụ và nước tuần hoàn làm mát; i_{ng} và $\bar{t}_{ng}$ - entanpi hơi và nước ngưng; $\bar{t}_{nc1}$ và $\bar{t}_{nc2}$ - entanpi nước làm mát trước và sau bình ngưng.

Từ cân bằng nhiệt bình ngưng xác định số lần làm mát m tương ứng lưu lượng nước làm mát cho một đơn vị hơi ngưng tụ:

$$m = \frac{G_{g.nhiet}}{D_{ng}} = \frac{i_{ng} - \overline{t_{ng}}}{t_{g.nhiet2} - t_{g.nhiet1}} \quad (8.52)$$

Nhiệt độ nước ở đầu ra bình ngưng t_{nc2} theo điều kiện trao đổi nhiệt cần nhỏ hơn nhiệt độ ngưng tụ hơi t_{ng} là $\vartheta = 3 \div 5^oC$. Thông thường t_{nc2} - t_{nc1} bằng $8 \div 12^oC$. Trong điều kiện này, số lần làm mát sẽ bằng $40 \div 60$. Đối với các nhà máy điện hiện nay lưu lượng nước làm mát đạt $50 \div 100$ m^3/s và nhiều hơn.

Nguồn cấp nước tự nhiên có thể là sông lớn có lưu lượng nhỏ nhất (mùa hè, mùa đông) lớn hơn lưu lượng nước làm mát cho nhà máy điện, hoặc hồ nước lớn, hoặc là biển. Trong những trường hợp này hệ thống cung cấp nước được gọi là hệ thống trực lưu.

Khi lưu lượng nước sông không đủ hoặc khi không có sông hay hồ chứa nước lớn hay vì lý do kinh tế, có thể dùng hệ thống làm mát tuần hoàn kín.

Trong sơ đồ này, nước tuần hoàn sau bình ngưng được đưa vào thiết bị làm mát nhân tạo và sau đó lại được đưa vào bình ngưng tuabin. Tạo thành sự quay vòng liên tục nước làm mát không yêu cầu nguồn nước lớn.

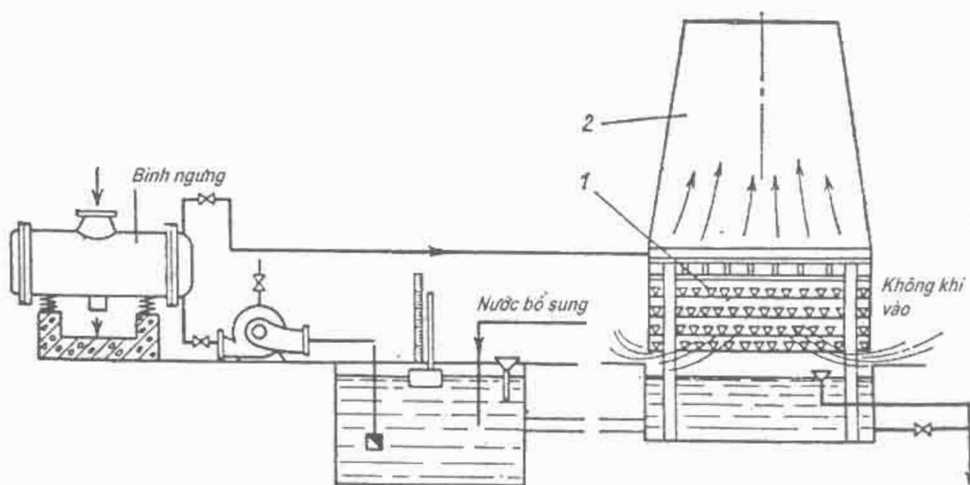
Làm mát nhân tạo nước tuần hoàn có thể hồ làm mát, thiết bị phun nước và tháp làm mát.

Hồ làm mát là hồ nước tự tạo trên cơ sở một vài dòng suối nhỏ, có diện tích bề mặt đủ lớn để làm mát tự nhiên nước tuần hoàn. Việc xả và lấy nước được thực hiện ở hai đầu đối diện cách xa nhau.

Thiết bị phun nước để làm mát nước tuần hoàn. Các vòi phun nước được tập hợp trong bể và lại cấp đi nhờ bơm tuần hoàn của bình ngưng.

Tháp làm mát là thiết bị làm mát nhân tạo phổ biến nhất. Tháp làm mát gồm thiết bị phun tưới và tháp hút (hình 8.36). Với sự trợ giúp của thiết bị phun tưới, nước được phân bố thành các dòng nhỏ hoặc chảy theo các tấm chắn ở dạng màng nước. Tháp hút cao đến $90 \div 150$ m đảm bảo thổi gió cho thiết bị phun tưới bằng không khí tự nhiên. Không khí thổi gió làm mát các hạt, dòng hay màng nước tuần hoàn chủ yếu nhờ bay hơi. So với các thiết bị làm mát nhân tạo khác, tháp làm mát cần ít diện tích và tổn thất nước ít hơn.

Sơ đồ hệ thống làm mát tuần hoàn kín bằng tháp làm mát thể hiện trên hình 8.36.



Hình 8.36. Hệ thống làm mát tuần hoàn kín bằng tháp làm mát
1- thiết bị phun tưới; 2- tháp hút

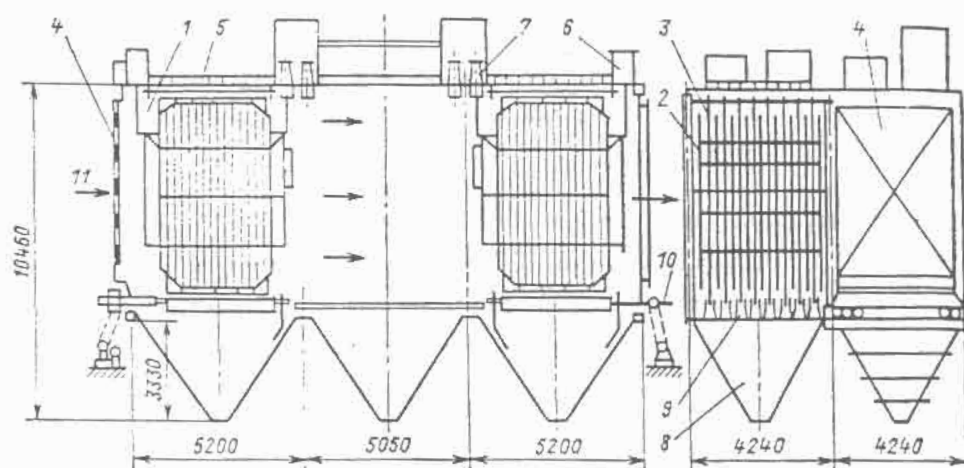
Hệ thống cung cấp nhiên liệu gồm các thiết bị: tiếp nhận và cung cấp nhiên liệu, vận chuyển bên trong nhà máy, kho chứa và hệ thống nghiền (than), chế biến nhiên liệu cấp vào lò.

Hệ thống cung cấp nhiên liệu khác nhau đối với nhiên liệu rắn, lỏng và khí. Phức tạp và đòi hỏi đầu tư cao là hệ thống cung cấp nhiên liệu rắn. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu và các đặc trưng của chúng đưa ra trong chương 4. Để vận hành ổn định, tất cả các thiết bị của hệ thống cung cấp nhiên liệu phải được thiết kế với độ dự phòng 100%. Các hệ thống cung cấp nhiên liệu hiện nay có độ cơ giới hoá cao, ví dụ khi dỡ nhiên liệu có thiết bị lật toa, hệ thống băng tải vận chuyển bên trong nhà máy. Để chứa nhiên liệu có các cần trục, thiết bị đánh đống, phá đống, các kho nhiên liệu: để nghiền các hạt nhiên liệu rắn kích thước lớn (lớn hơn 15 ÷ 25 mm) dùng các máy nghiền búa; các máy cấp khác nhau có động cơ để tải nhiên liệu vào vị trí có thể cấp tiếp cho lò hơi ... Đối với than đá cần kho chứa đảm bảo đủ lượng cho vận hành nhà máy trong thời gian một tháng.

Dung tích kho chứa dầu được tính cho 15 ngày vận hành đối với nhà máy có hệ thống cung cấp dầu đến bằng đường sắt và dầu là nhiên liệu chính.

Hệ thống thu tro ở nhà máy điện là làm sạch tro bay khỏi khói thải lò hơi trước khi thải ra môi trường qua ống khói. Theo tiêu chuẩn của Liên Xô (cũ), tro bay cho phép trong khí quyển có nồng độ tức thời: 0,5 mg/m^3 và nồng độ trung bình ngày: 0.15 mg/m^3.

Các thiết bị làm sạch tro bay loại khí trơ trong khói thải là loại xilô liên tiếp hoặc ở dạng tưới nước vào xilô lớn (thải tro ướt hoặc thải tro bằng ống venturi). Mức độ làm sạch khói trong xilô liên tiếp là 80%, đối với thải tro ướt là 88 ÷ 92%. Các phương pháp này cho mức độ làm sạch không cao. Hiện nay dùng phổ biến hệ thống thu tro bằng điện- thiết bị lọc bằng điện (hình 8.37), dưới tác dụng của dòng điện một chiều điện thế lớn 80 kV, tạo nên một loạt các quầng giữa các điện cực. Các hạt tro trong dòng khói phủ lên các điện cực, dưới tác dụng của từ trường điện các ion nhận được xung điện di chuyển về các điện cực và tụ ở đó, được định kỳ lấy đi, đưa vào các bunke bên dưới các điện cực.



Hình 8.37. Bộ lọc điện loại ДГР-42-3.

1- vỏ; 2- các điện cực; 3- các điện cực thu; 4- lưới phân bổ khói; 5- nắp bảo dưỡng; 6,7- hộp cách ly; 8- bunke; 9- bunke trung gian; 10- rung điện cực thu; 11- khói vào.

Ưu điểm của thiết bị thu tro bằng điện là hiệu suất cao, tiêu thụ điện ít, lực cản khí động lực dòng khói không lớn. Nhược điểm của phương pháp này giá

thành cao, kích thước lớn do cần vận tốc khói giữa các điện cực nhỏ (1,5 ÷ 2,5 m/s) so với các loại khác.

Hệ thống thải tro xỉ của nhà máy điện chạy bằng nhiên liệu hữu cơ đòi hỏi các thiết bị riêng đảm bảo độ cơ giới hoá và quá trình liên tục thải tro, xỉ tạo thành một lượng lớn do đốt nhiên liệu. Thông dụng nhất là thải tro xỉ bằng thuỷ lực. Tro và xỉ rơi xuống bunke nước và chuyển đi theo các kênh nước. Sau đó hỗn hợp tro xỉ (bùn) được chuyển đi nhờ bơm thải xỉ đặt ở bãi thải xỉ (hầm tro xỉ) cách xa nhà máy khoảng 1 ÷ 3 km. Hỗn hợp tro xỉ ở bãi thải xỉ sẽ lắng đọng, phần nước trong có thể quay trở lại để vận chuyển tro xỉ (hình 8.38). Bơm thải xỉ phải chịu độ ăn mòn cao nên cần cấu trúc đặc biệt và dùng vật liệu bền chịu ăn mòn cao. Trước bơm thải xỉ đặt thiết bị nghiền để nghiền nhỏ các hạt lớn. Trong vận hành cần tính đến suất tiêu hao điện vận hành hệ thống thải, bơm, máy nghiền...

8.13. BỐ TRÍ THIẾT BỊ CƠ BẢN TRONG TOÀ NHÀ CHÍNH CỦA NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN VÀ ĐIỆN NGUYÊN TỬ

Thiết bị trang bị cho nhà máy nhiệt điện đảm bảo dây chuyền công nghệ để chuyển hoá năng lượng của nhiên liệu sơ cấp thành điện năng và nhiệt năng (ở nhà máy điện đồng phát) được đặt trong khu nhà máy chính. Đối với nhà máy nhiệt điện đốt than, trong khu nhà máy chính sẽ lắp thiết bị cho hệ thống chế biến than, lò hơi, thiết bị thải tro xỉ, tuabin hơi, máy phát điện ... Việc bố trí, sắp xếp các thiết bị lớn, nặng và có chu trình công nghệ liên quan lẫn nhau, nối với nhau bằng hệ thống đường ống hơi, nước, đường ống khói - gió và hệ thống điện gọi là sơ đồ bố trí thiết bị khu nhà máy chính.

Sơ đồ bố trí thiết bị hợp lý cần đảm bảo các yêu cầu sau:

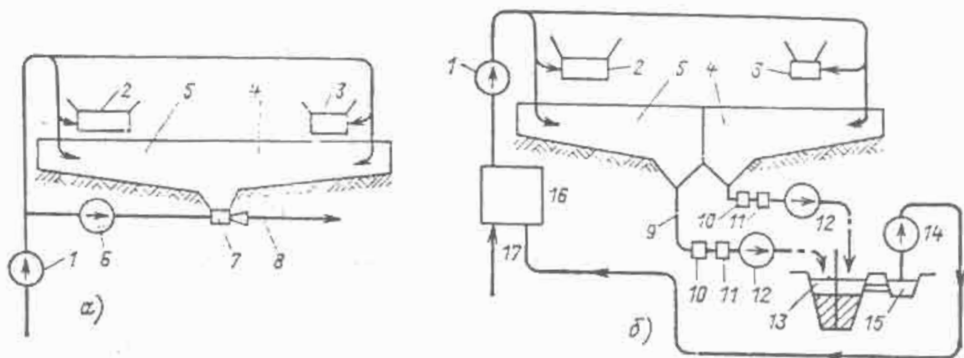
1. Đảm bảo việc thực hiện các dây chuyền công nghệ vận hành được thuận tiện, ổn định, bền vững.

2. Tính kinh tế trong trang bị và vận hành nhà máy điện.

3. Vận hành và bảo dưỡng thiết bị thuận tiện.

4. Đảm bảo các điều kiện an toàn, vệ sinh cho người vận hành và bảo vệ môi trường khỏi nhiễm bẩn do các chất độc hại thải ra.

5. Đảm bảo an toàn phóng xạ đối với nhà máy điện nguyên tử.



Hình 8.38. Hệ thống thải tro xỉ

a- vận chuyển đồng thời tro xỉ bằng thuỷ lực; b- vận chuyển riêng xỉ bằng bơm thải xỉ và tro bằng bơm bùn. 1- bơm nước rửa; 2- thiết bị thải xỉ tạo thành trong lò hơi; 3- thiết bị rửa tro; 4.5- kênh thải tro xỉ; 6- bơm phun nước; 7- thiết bị phun thuỷ lực; 8, 9 - đường ống tro xỉ; 10- máy nghiền xỉ; 11- thiết bị thu kim loại; 12- bơm thải xỉ; 13- bãi thải xỉ (hầm tro xỉ); 14- bơm nước hồi; 15- bể nước lắng; 16- bể nước lắng dự phòng; 17- cấp nước bổ sung.

Trên hình 8.39 cho ví dụ sơ đồ bố trí thiết bị trong khu nhà máy chính đối với nhà máy nhiệt điện chạy than (hình 8.39a) và nhà máy chạy bằng khí-dầu (hình 8.39b). Trong gian máy lắp đặt tuabin, máy phát điện và các thiết bị phụ trợ. Trong gian lò lắp đặt lò hơi cùng các thiết bị phụ trợ như sấy không khí, thiết bị xử lý tro. Giữa gian máy và gian lò là khu trung gian, đối với nhà máy nhiệt điện dùng than, khu này sẽ lắp các thiết bị chế biến than, khử khí, nhà điều khiển trung tâm; còn đối với các nhà máy chạy khí - dầu, khu vực này đặt khử khí, nhà điều khiển trung tâm và thiết bị xử lý hoá học nước.

Trên hình 8.40 là mặt cắt ngang của nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng BBЭP-1000. Lò phản ứng được đặt ở khu vực có chế độ bảo vệ nghiêm ngặt, không cho người vào trong lúc lò vận hành.

Trong khu vực lò đặt lò phản ứng, thiết bị sinh hơi, bơm tuần hoàn vòng *1* đặt trong ngăn riêng biệt. Tất cả các thiết bị này được đặt trong tháp bê tông kim loại đã được tính toán như một buồng riêng có thể hấp thu tia phóng xạ.

Đối với nhà máy điện nguyên tử có hai tổ máy, BBЭP-1000 (một lò phản ứng với hai thiết bị sinh hơi, mỗi cái 500 MW), giữa các gian lò phản ứng đặt các thiết bị phụ trợ, như: hệ thống xử lý nước chuyên dụng, các quạt gió và các

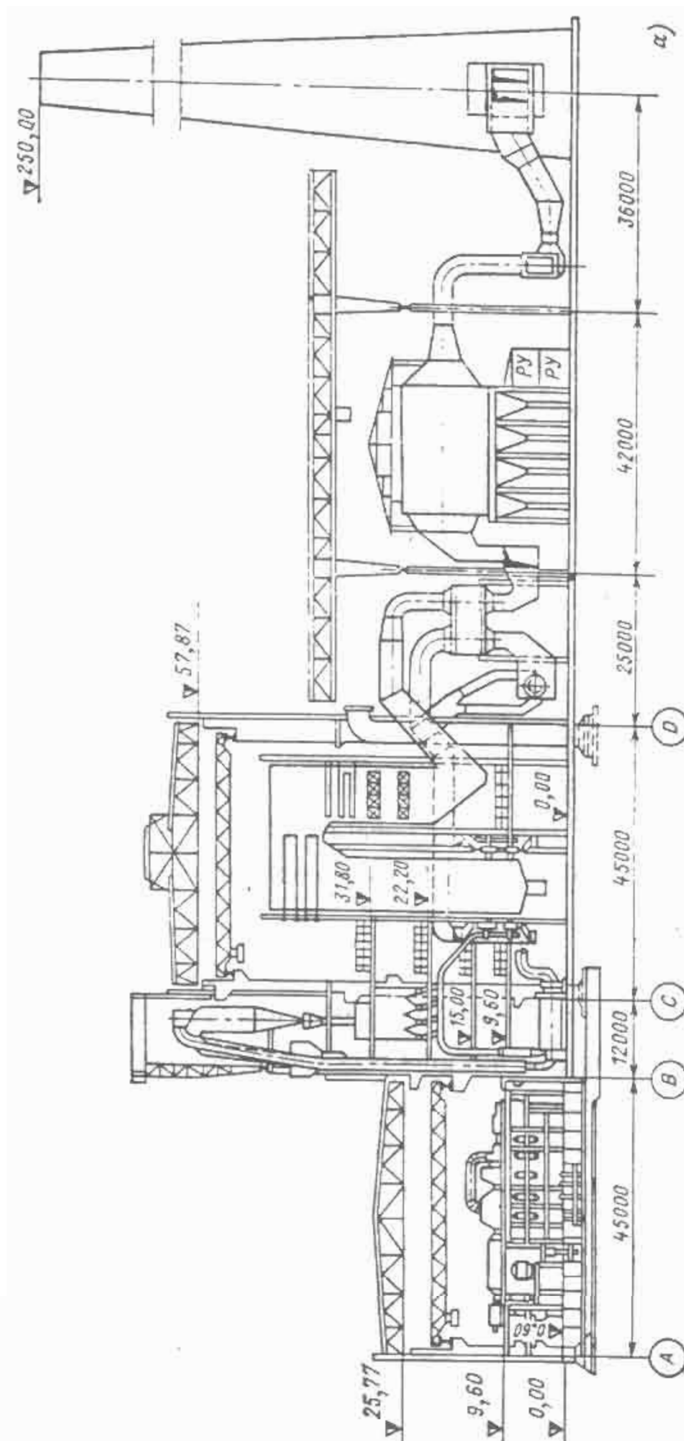
thiết bị phụ trợ khác. Gian máy có tuabin, bình ngưng, các bộ gia nhiệt, các bơm nước cấp và nước xả ..., và cả thiết bị khử khí cho sơ đồ hai vòng tuần hoàn, vì hơi không bị nhiễm xạ, nên cũng đặt trong khu vực sạch. Thiết bị tuabin trong gian máy đặt ngang theo trục. Bố trí ngang làm giảm hệ thống ống từ gian lò phản ứng đến tuabin, nhưng lại yêu cầu khẩu độ gian máy và cần trục sửa chữa bảo dưỡng lớn. Chiều dài gian máy trong thường hợp này cũng giảm. Sơ đồ bố trí này nhìn chung rẻ hơn so với sơ đồ đặt tuabin dọc trong gian máy như đã bố trí cho nhà máy điện nguyên tử có lò phản ứng loại PБMK (một vòng tuần hoàn), tại đây lò phản ứng và hệ thống xử lý nước chuyên dụng đều được đặt chung trong gian máy.

Gian máy chia mức theo độ cao: mức đặt thiết bị tuabin và mức đặt bình ngưng, thiết bị gia nhiệt, các bơm cấp và bơm xả ... (gọi là khu ngưng tụ).

Trong nhà máy điện nguyên tử với một vòng tuần hoàn (ví dụ với lò phản ứng PБMK-1000), vì hơi bị nhiễm xạ nên khu vực tuabin cũng cần đặt trong vùng có chế độ nghiêm ngặt với mức bảo vệ tương ứng. Vỏ tuabin phải đảm bảo độ vệ sinh cần thiết là vùng hạn chế vào, nghĩa là vùng chỉ được có mặt định kỳ với thời gian ngắn.

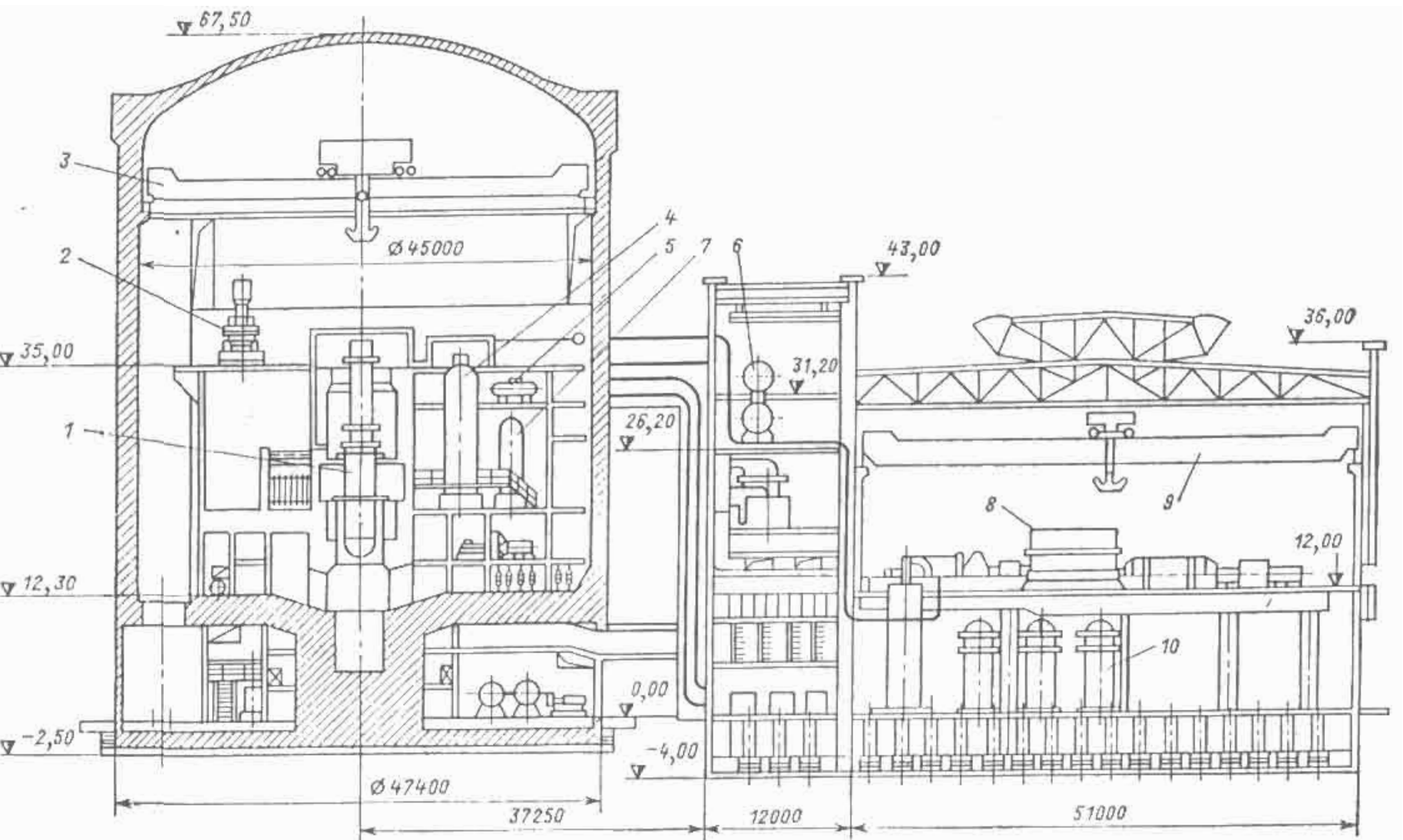
Trong tổ máy có lò phản ứng với hệ thống tuần hoàn, đường hơi - nước ngưng - nước cấp và hai tuabin - máy phát công suất mỗi cái 500 MW. Trong vòng tuần hoàn đặt hai thiết bị phân ly và bốn bơm tuần hoàn.

Trong thiết bị phân ly (giảm áp) hơi bão hoà sẽ được tách ra từ nước quá nhiệt, hơi này theo tám đường ống vào tuabin với áp suất khoảng 6.5 MPa. Giữa khối cao áp và các thân hạ áp là quá trình phân ly nước từ hơi và thiết bị quá nhiệt trung gian, áp suất hơi giữa thân cao áp và thân hạ áp là 0,3 MPa. Quá trình gia nhiệt nước cấp thực hiện trong năm bộ gia nhiệt hạ áp và khử khí. Bơm nước cấp đặt sau khử khí để đưa nước vào thiết bị phân ly. Hiệu suất η_e = 32,5%, còn hiệu suất tinh của toàn nhà máy là 30,4%.



Hình 8.39a. Mặt cắt ngang nhà máy nhiệt điện ngưng hơi thuần tuý Ladưzinxki với tổ máy K-300-240

Hình 8.39b. Mặt cắt ngang nhà máy nhiệt điện ngưng hơi thuần tuý Koxrômxki với tổ máy K-1200-240.



Hình 8.40. Sơ đồ bố trí thiết bị trong khu nhà máy chính của nhà máy điện nguyên tử với lò phản ứng BBЭP-1000
a- mặt cắt ngang: 1- lò phản ứng; 2- máy để nạp các bó nhiên liệu; 3- cần trục gian lò phản ứng; 4- máy bù thể tích; 5- thiết bị sủi bọt; 6- khử khí; 7- bình khí; 8- tuabin-máy phát; 9- cần trục gian tuabin; 10- các bộ gia nhiệt.

PHẦN BA

CÁC THIẾT BỊ THUỶ NĂNG

Chương 9

TUABIN THUỶ LỰC

9.1. PHÂN LOẠI TUABIN THUỶ LỰC

Tuabin thuỷ lực là động cơ biến đổi năng lượng dòng chảy thành cơ năng quay bánh công tác của nó. Từ định luật cơ học chủ yếu của chất lỏng - định luật Bernoully rằng năng lượng riêng, tức là năng lượng của một đơn vị khối lượng H ở đầu vào bánh công tác là:

$$H_1 = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \qquad (9.1)$$

ở đầu ra từ bánh công tác:

$$H_2 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \qquad (9.2)$$

Ký hiệu của tất cả các đại lượng trong các công thức (9.1) và (9.2) được trình bày trong mục 3.2.

Tuỳ thuộc vào số hạng nào trong ba số hạng của phương trình Bernoully chủ yếu được sử dụng trong kết cấu của máy mà người ta phân chia thành các loại tuabin.

Năng lượng được nước trao cho bánh công tác bằng hiệu năng lượng trong dòng chảy trước và sau bánh công tác.

$$H = H_1 - H_2 = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \qquad (9.3)$$

Do đó toàn bộ năng lượng của dòng chảy gồm năng lượng vị trí $z_1 - z_2$, năng lượng áp suất $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ (tạo thành đồng thời thế năng) và kể cả động năng $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$.

Các tuabin mặc dầu chỉ sử dụng một phần thế năng được gọi là phản kích. Trong những tuabin đó:

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} > 0 \qquad (9.4)$$

Và do đó quá trình biến đổi năng lượng ở bánh công tác xảy ra có dư áp suất. Ngoài ra ở bánh công tác một phần động năng của dòng chảy cũng được sử dụng.

Nếu trong các tuabin thuỷ lực chỉ sử dụng động năng của dòng chảy thì chúng được gọi là tuabin thuỷ lực kiểu xung.

Trong những tuabin đó $z_1 = z_2$, $p_1 = p_2$, nghĩa là nước đi vào bánh công tác không có áp suất dư. Để đạt được hiệu suất cao trong các tuabin đó toàn bộ cột nước biến thành tốc độ.

Công suất của tuabin theo phương trình (3.54) có thể biểu diễn:

$$N_T = 9{,}81.Q_T.H_T.\eta_T \qquad (9.5)$$

Trong thực tế các tuabin thuỷ lực được phân chia thành hai loại: xung lực và phản lực.

Loại tuabin phản lực kết hợp các hệ thống sau: Các tuabin kiểu cánh quạt hướng trục và cánh quay, kiểu cánh quay chéo và hướng trục xuyên tâm.

Loại tuabin xung lực bao gồm các hệ thống tuabin kiểu gáo, kiểu dòng (tia) nghiêng và tuabin hiệu ứng kép. Hai loại sau ít được sử dụng hơn so với kiểu gáo.

Mỗi hệ thống tuabin bao gồm một số kiểu có các phân lưu thuỷ tương tự nhau về hình học và quay nhanh như nhau nhưng khác biệt nhau về kích thước. Các tuabin tương tự về hình học với kích thước khác nhau tạo ra loạt tuabin.

Ngoài ra, tất cả các tuabin được quy ước phân chia thành cột nước thấp, trung bình và cao. Loạt tuabin cột nước thấp được thừa nhận vận hành với $H < 25$ m, loạt cột nước trung bình $25 \le H \le 80$ m và cột nước cao với $H > 80$ m.

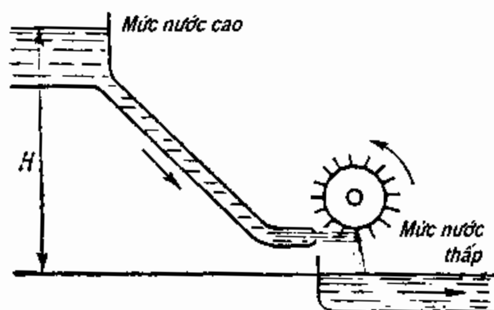
Các tuabin lại được phân chia thành nhỏ, trung bình và lớn.

Tuabin nhỏ là loại có đường kính bánh công tác $D_1 \le 1{,}2$ m với các cột nước thấp và $D_1 \le 0{,}5$ m với các cột nước cao và công suất không quá 1000 kW.

Tuabin trung bình là các tuabin có $1{,}2 \le D_1 \le 2{,}5$ m với các cột nước thấp và $0{,}5$ m $\le D_1 \le 1{,}6$ m với các cột nước cao và công suất 1000 kW $< N \le$ 15000 kW.

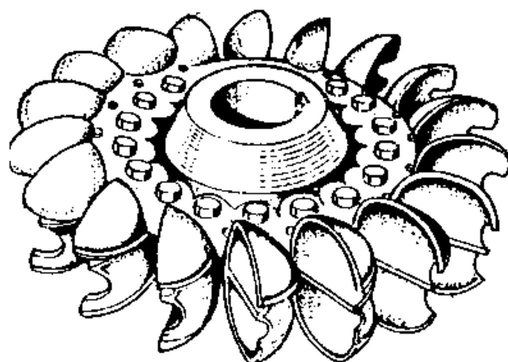
Tuabin lớn là loại có D_1 và N lớn hơn loại trung bình. Tuy nhiên, đó chỉ là sự quy ước mang tính lịch sử.

9.2. TUABIN THUỶ LỰC KIỂU XUNG LỰC



Hình 9.1. Sơ đồ tuabin gáo

Tuabin thuỷ lực kiểu xung lực phổ biến nhất thuộc loại gáo. Sơ đồ nguyên tắc của tuabin thuỷ lực gáo trình bày trên hình 9.1. Nước từ mức cao được dẫn bằng đường ống đến bánh công tác hình đĩa gắn trên trục tuabin và được quay trong không khí. Trên chu vi của đĩa có các cánh hình gáo (hình 9.2). Trên các gáo xảy ra quá trình biến đổi thuỷ năng dòng chảy thành cơ năng. Các gáo đặt cách đều nhau trên vành bánh công tác và lần lượt tiếp nhận dòng chảy khi quay.



Hình 9.2. Bánh công tác của tuabin gáo

Việc dẫn nước vào bánh công tác được thực hiện bằng vòi phun, trong lòng vòi đặt kim điều chỉnh. Vòi phun là một ống có đường kính thắt hẹp dần, từ đó dòng chảy nước được bắn ra. Trong vòi phun toàn bộ năng lượng của nước dẫn đến nó theo đường ống được biến thành động năng trừ tổn thất trong đó.

Kim được di chuyển trong vòi phun theo chiều dọc trục làm thay đổi tiết diện đầu ra và do đó làm thay đổi đường kính của dòng nước đi ra. Khi đường kính dòng thay đổi thì lưu lượng qua vòi phun sẽ thay đổi.

Kim ở một vị trí ngoài cùng của nó sẽ đóng kín hoàn toàn vòi phun và ngừng tuabin. Nước sau khi truyền năng lượng cho bánh công tác sẽ chảy ra kênh dẫn.

Để dẫn nhanh dòng nước từ bánh công tác ra nhằm chống thuỷ kích phát sinh do kim đóng kín vòi phun chậm cần đặt một bộ phần hướng dòng nước sang một bên. Việc di chuyển kim và bộ phận hướng dòng được thực hiện đồng thời.

Do đó trong các tuabin gáo thực hiện được việc điều chỉnh lưu lượng và công suất của tuabin.

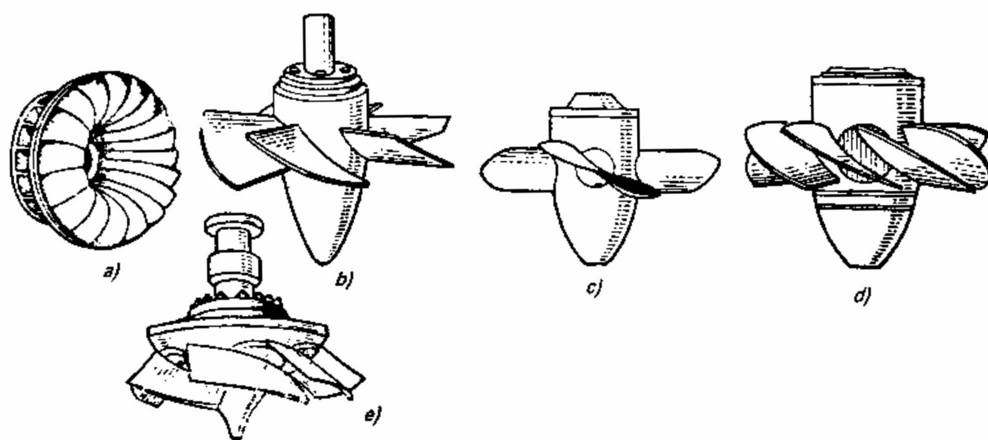
Những hình thái kết cấu các tuabin gáo khá đa dạng và có thể phân biệt được theo sự sắp xếp trục (đứng và nằm ngang), theo số lượng vòi phun và bánh công tác trên một trục. Những tuabin này được sử dụng ở dải cột nước 300 - 2000 m với đường kính bánh công tác tới 7,5 m. Mọi người đều biết tuabin có công suất tới 200 MW (thuỷ điện Mont Sain ở Pháp).

9.3. CÁC TUABIN THUỶ LỰC PHẢN LỰC

Các tuabin thuỷ lực phản lực bao gồm các loại: Cánh quạt hướng trục xuyên tâm, cánh quay (bao gồm cả loại 2 lưỡi) và cánh quay chéo. Dạng tổng quát của các bánh công tác trình bày trên hình 9.3.

Đối với các tuabin phản lực có thể thấy các dấu hiệu đặc trưng chính sau đây:

Trước bánh công tác chỉ một phần năng lượng của nước ở dạng động năng, phần còn lại là thế năng tương ứng hiệu các áp suất trước và sau bánh công tác.



Hình 9.3. Bánh công tác của các tuabin thuỷ lực phản lực
a) hướng trục xuyên tâm; b) cánh quạt; c) cánh quay; d) kiểu 2 lưỡi; e) kiểu cánh chéo

Áp suất dự phòng $p/\rho.g$ theo mức độ nước chảy theo tuyến lưu thông của bánh công tác được tiêu hao cho việc tăng tốc độ tương đối, nghĩa là để tạo ra áp suất phản kích của dòng chảy lên các cánh. Sự thay đổi hướng của dòng chảy nhờ độ cong của các cánh dẫn đến sự phát sinh áp suất kích hoạt của dòng chảy. Do đó hiệu ứng của dòng được hợp thành bởi tác động phản kích phát sinh do tăng tốc độ tương đối và áp suất kích hoạt phát sinh do thay đổi hướng dòng.

Các tuabin kiểu hướng trục xuyên tâm (kiểu Francis) có đặc điểm là nước ở đầu vào bánh công tác di chuyển trong mặt phẳng xuyên tâm, còn sau bánh

công tác theo hướng trục và được sử dụng ở dải cột nước khá rộng, từ 30 ÷ 40 m tới 500 - 550 m. Dải rộng như vậy được đảm bảo bởi những thay đổi kết cấu của bánh công tác và toàn bộ thiết bị tuabin.

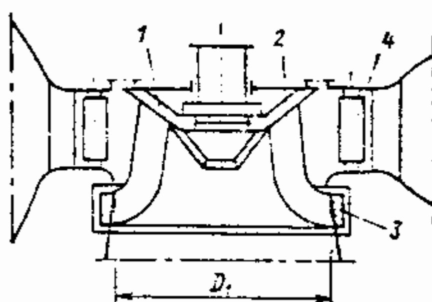
Bánh công tác của tuabin kiểu hướng trục xuyên tâm gồm một loạt cánh *2* với hình dạng không gian phức tạp được phân bố đồng đều theo hình tròn của ổ trục *1* (vành trên cùng) và vành dưới *3* (hình 9.3a và 9.4). Tất cả ba phần kết hợp với nhau tạo thành một kết cấu cứng. Số lượng cánh có thể dao động từ 9 đối với các cột nước thấp tới 21 đối với các tuabin cột nước cao. Đường kính bánh công tác được thừa nhận theo các mép phía đầu vào của các cánh D_1.

Các cánh của bánh công tác tuabin thuỷ lực công suất lớn ở mặt cắt theo tuyến dòng chảy có hình thuôn, điều đó làm cho chúng có chiều dày đáng kể để đạt độ bền cơ học cần thiết.

Cùng với sự tăng cột nước sử dụng, hình dạng của bánh công tác tuabin loại hướng trục xuyên tâm được thay đổi, tỷ lệ giữa đường kính đầu ra với đường kính đầu vào D_2/D_1 sẽ giảm đi.

Thí dụ, ở nhà máy thuỷ điện Krasnoiarskaia ($H_{max} \approx 410$ m) $D_2/D_1 = 0{,}68$.

Các tuabin với cột nước cao được trang bị những điểm xả không tải để dẫn nước từ bánh công tác ra, nhờ đó giảm thuỷ kích khi sa thải phụ tải. Tuabin công suất lớn nhất kiểu đó ở Liên Xô (650 MW) đã được lắp đặt tại nhà máy thuỷ điện Saiano - Shushenskaia.



Hình 9.4. Bánh công tác của tuabin hướng trục xuyên tâm.

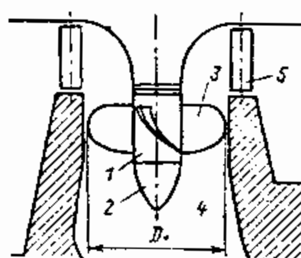
1- ổ trục; 2- các cánh; 3- vành dưới;

4- cánh của thiết bị hướng dòng.

Các tuabin cánh quạt

Bánh công tác của tuabin này được bố trí trong buồng thấp hơn thiết bị hướng dòng. Vì vậy giữa thiết bị hướng dòng và bánh công tác được thực hiện việc quay dòng chảy không tải. Trên cánh của bánh công tác dòng chảy chỉ đi theo hướng trục, do đó được gọi là loại hướng trục.

Bánh công tác (hình 9.3b và 9.5) gồm ổ trục *1* với bộ phận hình thuôn *2* và các cánh công tác *3*, khác biệt so với các tuabin hướng trục xuyên tâm ở chỗ không có vành dưới, số lượng cánh ít hơn và hình dạng khác (trong trường hợp này giống hình chân vịt hoặc cánh quạt).



Hình 9.5. Bánh công tác của tuabin cánh quạt

1- ổ trục; 2- bộ phận hình thuôn; 3- các cánh;
4- buồng bánh công tác; 5- cánh của thiết bị hướng dòng.

Số lượng cánh phụ thuộc vào cột nước và có thể dao động từ 3 đến 8 (tăng số cánh theo chiều cao cột nước). Các cánh được gắn chặt trên ổ trục, dưới một góc cố định φ = -10°, -5°; 0°; +5°, +10°; +15°; +20°, tính từ vị trí trung bình nào đó (φ = 0). Thông thường ở các tuabin với đường kính bánh công tác $D_1 \geq$ 1,6 m cho phép bố trí lại các cánh khi ngừng tuabin dưới cùng một góc nào đó nếu nhu cầu đó phát sinh trong quá trình vận hành.

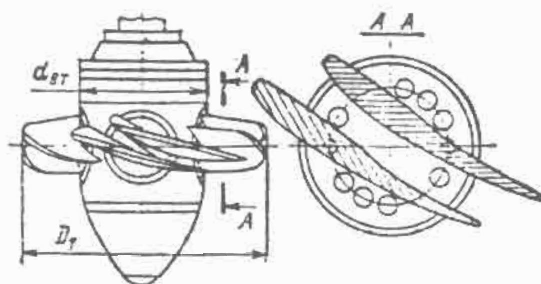
Ưu điểm chủ yếu của tuabin kiểu cánh quạt là kết cấu đơn giản và hiệu suất tương đối cao. Tuy nhiên các tuabin đó có nhược điểm đáng kể là với sự thay đổi phụ tải thì hiệu suất thay đổi đột ngột. Vùng trị số hiệu suất cao nằm trong một dải thay đổi công suất hẹp. Nhược điểm này làm giảm đáng kể hiệu quả sử dụng chúng trong các hệ thống điện đang khan hiếm điện năng. Tuy nhiên điều đó sẽ không ảnh hưởng đáng kể nếu chức năng của nhà máy thuỷ điện là phủ đỉnh biểu đồ phụ tải, nghĩa là số giờ vận hành công suất đặt không cao. Đôi khi ở các nhà máy thuỷ điện lớn, các tuabin cánh quạt được lắp đặt

cùng với các tuabin hướng trục xuyên tâm nhằm mở rộng dải các trị số hiệu suất tối đa.

Các tuabin kiểu cánh quay: Về mặt kết cấu các tuabin này (còn gọi là Kaplan) khác biệt với các tuabin cánh quạt chỉ ở chỗ các cánh của bánh công tác trong quá trình hoạt động có thể quay xung quanh các trục của chúng, các trục này thẳng góc với trục tuabin.

Công suất mà bánh công tác nhận được và hiệu suất của nó với cột nước cố định phụ thuộc vào cả độ mở của các cánh thiết bị hướng dòng cũng như góc quay các cánh so với ổ trục. Khi thay đổi góc của cánh với những độ mở khác nhau của thiết bị hướng dòng, và do đó, với công suất khác nhau có thể tìm được vị trí của các cánh sao cho tại đó hiệu suất của tuabin đạt trị số lớn nhất. Về mặt kết cấu các tuabin kiểu cánh quay được chế tạo sao cho các cánh của bánh công tác khi đang chạy tuabin vẫn có thể tự động quay đến một góc φ tối ưu nào đó (do đó nó có tên là kiểu cánh quay) đồng thời với sự thay đổi độ mở của thiết bị hướng dòng. Khả năng điều chỉnh kép đó có ưu điểm rất lớn vì nó đảm bảo duy trì tự động hiệu suất cao trong một dải rộng thay đổi công suất.

Các tuabin kiểu cánh quay được sử dụng trong dải các cột nước từ 3 ÷ 5 đến 35 ÷ 45 m. Thời gian gần đây nhờ các ưu điểm của những tuabin đó so với các tuabin hướng trục xuyên tâm người ta đã thử nghiệm thành công với các cột nước tới 70 ÷ 75 m. Công suất tuabin kiểu cánh quay lớn nhất (178 MW) đã được chế tạo ở Liên Xô (cũ) và được lắp đặt tại nhà máy thuỷ điện Jerdan trên sông Danube.



Hình 9.6. Bánh công tác của tuabin kiểu cánh kép

Tuabin cánh kép: Tăng số cánh của bánh công tác tuabin cánh quay theo mức độ tăng cột nước dẫn đến làm tăng đường kính tương đối của ổ trục

($D_{ôtrục}/D_1$) và làm xấu đi các chỉ tiêu về năng lượng của tuabin. Để hạn chế nhược điểm đó có thể sử dụng các cánh công tác ghép đôi (cánh kép) có chung mặt bích và chung ngõng trục (hình 9.3đ và 9.6), cho phép tăng thêm lưu lượng thông qua tuabin. Tuy nhiên tuabin cánh kép đến nay chưa được phổ biến lắm.

Các tuabin kiểu cánh đường chéo:

Sự xuất hiện của các tuabin này cũng có cùng nguyên nhân như đối với các tuabin cánh kép, nghĩa là xu thế đảm bảo khả năng vận hành của các tuabin kiểu hướng trục điều chỉnh kép trong dải cột nước sử dụng cho các tuabin hướng trục xuyên tâm.

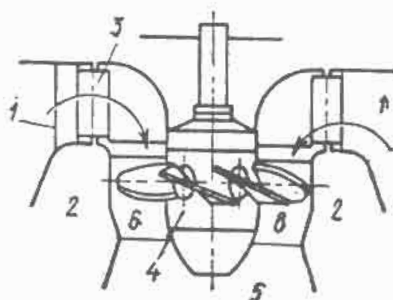
Sự khác biệt của các tuabin kiểu cánh đường chéo so với kiểu cánh quay là ở kết cấu bánh công tác, kết cấu đó là ổ trục hình côn với các cánh gắn trên đó dưới một góc nào đó so với đường trục (số lượng cánh đạt tới 14) cho phép quay xung quanh trục của chúng (hình 9.3d). Trong trường hợp đó ổ trục của bánh công tác mặc dù kích thước tương đối lớn so với ổ trục của tuabin kiểu cánh quay vẫn không gây ra hiện tượng bó chặt dòng chảy. Nhờ đó sau bánh công tác không có đoạn nào có tiết diện mở rộng đột ngột như các tuabin hướng trục, điều đó kết hợp với các đặc điểm khác của các tuabin cánh đường chéo đảm bảo cho chúng những chỉ tiêu về năng lượng và chống xâm thực mặt cánh (xem mục 9.5). Hiệu suất tối đa của tuabin cánh đường chéo cao hơn kiểu hướng trục $1,5 \div 2,5\%$. Đồng thời chúng phức tạp về kết cấu so với kiểu hướng trục và hướng trục xuyên tâm, nhưng chúng cũng thua các kiểu tuabin đó về các chỉ tiêu chống xâm thực mặt cánh.

Tuabin kiểu cánh đường chéo không được sử dụng phổ biến ở Liên Xô (cũ), chúng được lắp đặt ở một số ít nhà máy thuỷ điện như Bukhtarshaia và Zeiskaia với công suất tương ứng 75 và 200 MW. Tuy nhiên các nghiên cứu cho thấy rằng, chúng có hiệu suất cao ở dải cột nước từ $35 \div 40$ m tới $150 \div 200$ m và đặc biệt khi phụ tải dao động lớn.

Một phần của các tuabin đã xem xét ở đây có thể được sử dụng không chỉ trong kết cấu kiểu đứng mà cả kiểu nằm ngang. Ngoài ra các tuabin còn được chế tạo kiểu thuận nghịch (tuabin - bơm), rất thuận tiện cho các nhà máy thuỷ điện tích năng.

9.4. NHỮNG PHẦN TỬ CỦA TUYẾN LƯU THÔNG (DÒNG NƯỚC) CỦA CÁC TUABIN PHẢN LỰC

Mỗi loại tuabin thủy lực có những đặc điểm vốn có trong tuyến lưu thông của nó. Sau đây nghiên cứu một số tuabin thuỷ lực kiểu phản lực thường được sử dụng.



Hình 9.7. Tuyến lưu thông của tuabin kiểu cánh quay

1- buồng xoắn; 2- stato của tuabin; 3- thiết bị hướng dòng; 4- bánh công tác; 5- ống hút; 6- buồng bánh công tác

Những phần tử chính của phần lưu thông của tuabin thuỷ lực kiểu phản lực (hình 9.7) ngoài bánh công tác đã mô tả ở trên là: Buồng xoắn (tuabin) *1*, stato *2*, thiết bị hướng dòng *3*, buồng bánh công tác *4*, ống hút *5*, buồng bánh công tác *6*.

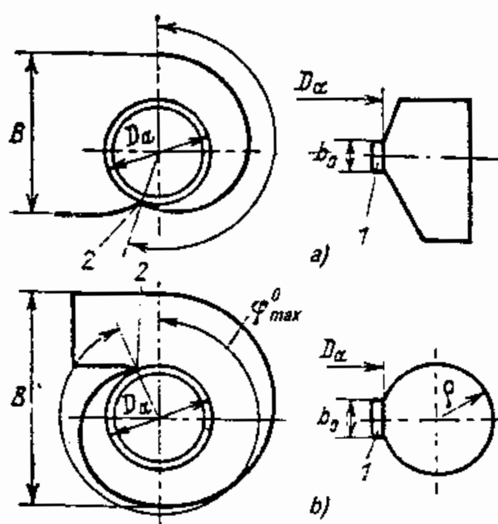
Nước từ mức trên của nhà máy thuỷ điện cột nước thấp trực tiếp đi vào buồng tuabin rồi tới bánh công tác.

Ở những nhà máy thuỷ điện có cột nước cao, nước theo đường ống dẫn tới buồng tuabin.

Các buồng tuabin: Các buồng tuabin được phân thành kiểu mở và kiểu hình xoắn. Đối với các tuabin nhỏ ($D_1 \leq 1.6$ m) và cột nước thấp ($9 \div 10$ m), các buồng tuabin chế tạo kiểu mở. Đối với các tuabin trung bình và lớn - các buồng tuabin hình xoắn. Trong trường hợp đó nếu cột nước dưới 40 m, buồng xoắn xây bằng bê tông có tiết diện hình con dấu (hình 9.8a), khi cột nước cao hơn - buồng xoắn chế tạo bằng thép (hàn hoặc đúc) tiết diện tròn (hình 9.8b).

Diện tích của tiết diện đầu vào của buồng xoắn phụ thuộc vào lưu lượng và tốc độ dòng. Để duy trì tốc độ nước không đổi trong buồng xoắn, tiết diện

của buồng phải giảm đi theo mức độ nước đi vào thiết bị hướng dòng. Góc vu hồi của buồng xoắn φ^{o}_{max} tính từ tiết diện ban đầu đến phần cuối của nó được gọi là răng buồng xoắn. Trong các buồng xoắn bằng bê tông góc đó được chấp nhận ít nhất là 180°, đối với các buồng xoắn bằng thép đạt tới 345 ÷ 360°. Giảm góc φ^{o}_{max} đối với các nhà máy thuỷ điện cột nước thấp sẽ dẫn đến giảm chiều rộng của đường nước dẫn vào (kích thước *B* trên hình 9.8) và khối lượng công việc xây dựng.



Hình 9.8. Sơ đồ buồng xoắn

a) bằng bê tông tiết diện hình con dấu; b) bằng thép tiết diện tròn.

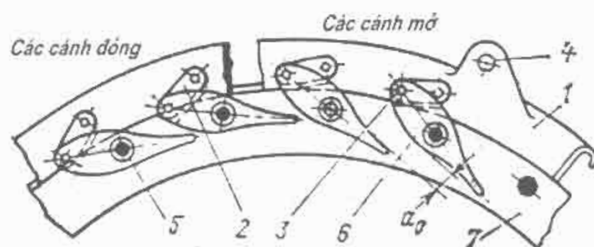
1 - trụ stato; 2 - răng

Stato của tuabin: Dùng để truyền tải từ các bộ phận quay của tổ máy, lực dọc trục của nước và khối nhà của nhà máy thuỷ điện lên móng của nhà máy. Stato thông thường gồm các trục đặt riêng rẽ và liên kết với nhau bằng các vành đai trên và dưới. Số lượng trụ theo quan điểm giảm trở lực cho dòng chảy thường được chọn bằng nửa số cánh hướng. Về mặt cấu trúc, các trụ được bố trí sao cho giữa mép đầu ra của trụ và cánh hướng còn lại một khe hở vừa đủ. Các kích thước của trụ trên bình đồ, cấu hình và bố trí hoàn toàn được xác định bởi các dữ liệu hình học của buồng xoắn, các điều kiện chảy vòng và cả các điều kiện về độ bền.

Thiết bị hướng dòng dùng để dẫn nước vào bánh công tác, điều chỉnh lưu lượng ứng với công suất phát của máy phát điện, đóng nước vào tuabin khi ngừng và tạo ra hướng xác định của dòng (xoắn).

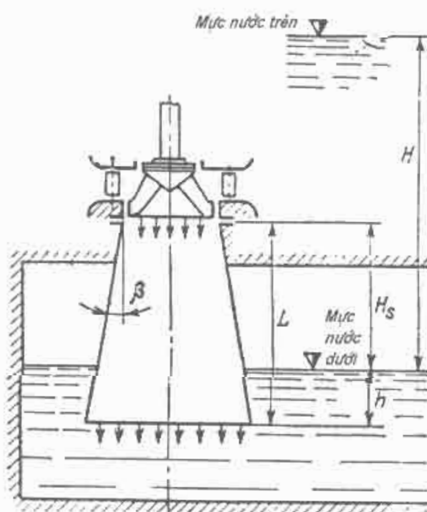
Thiết bị hướng dòng gồm hai vòng đỡ và các cánh động hình thuôn đặt giữa các vòng đó. Nhờ vòng điều chỉnh *1* (hình 9.9) các cánh đồng thời có thể quay xung quanh các trục *5* của chúng một góc nhất định, tạo ra các khe sáng như nhau a_0 gọi là độ mở của thiết bị hướng dòng.

Vòng điều chỉnh được quay dưới tác động của các cơ cấu đặc biệt của hệ thống điều chỉnh (servomotor) gắn chặt bằng thanh giằng *4*. Số lượng cánh động phụ thuộc vào kích thước của tuabin, được xác định bởi đường kính của bánh công tác và dao động từ 12 tới 32 (với D_1 > 8,5 m).



Hình 9.9. Sơ đồ hoạt động của các cánh trong thiết bị hướng dòng

1- vòng điều chỉnh; 2- thanh kẹp; 3- chốt; 4- thanh giằng; 5- trục cánh; 6- cánh; 7- vòng đỡ

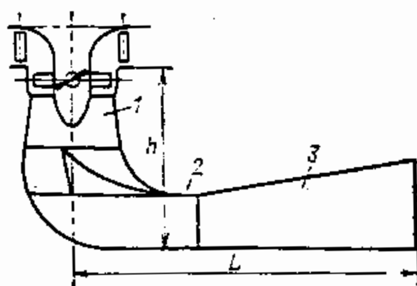


Hình 9.10. Sơ đồ ống hút thẳng trục

Buồng bánh công tác là một vòng bằng kim loại (hình 9.5) trong đó đặt bánh công tác của tuabin hướng trục. Ống hút trực tiếp giáp kề với phần dưới của buồng.

Ống hút sử dụng để dẫn nước từ bánh công tác của tuabin đi thẳng xuống mức nước thấp và ảnh hưởng lớn đến các chỉ tiêu năng lượng của tuabin.

Khi sử dụng ống hút thẳng trục thì cột nước do tuabin sử dụng được xác định không phải bằng hiệu các độ cao giữa mức nước trên và mức nước dưới mà bằng hiệu các độ cao giữa mức nước trên và đầu ra từ bánh công tác. Trong trường hợp đó cột nước bằng chiều cao đặt bánh công tác so với mức nước thấp được gọi là chiều cao hút và được ký hiệu H_s (hình 9.10).



Hình 9.11. Sơ đồ đường ống hút cong

Với kết cấu như vậy tốc độ trong dòng nước ở đầu ra từ ống hút nhỏ hơn khá nhiều so với đầu vào ống, vì vậy tổn thất động năng giảm đi. Tuy nhiên việc sử dụng ống hút thẳng trục hình côn đối với các tuabin lớn sẽ dẫn tới việc phần ngầm của nhà máy thuỷ điện phải làm sâu hơn, nghĩa là tăng chi phí và khối lượng xây dựng. Vì vậy những ống đó được sử dụng đối với các tuabin với đường kính tới 1,5 ÷ 2 m. Với các đường kính lớn hơn của các tuabin cần sử dụng các ống hút uốn cong (hình 9.11) gồm một đoạn ống hình côn đầu ra bọc *1*, đoạn khuỷu *2* và đoạn ống nằm ngang loe phần đuôi. Những ống này cho phép giảm độ sâu phần ngầm nhà máy thuỷ điện.

Những kích thước chính của ống hút uốn cong đối với các tuabin cánh quay được xác định như sau: chiều cao $h = (1,9 \div 2,3)D_1$ và chiều dài $L = (3,5 \div 4,5)D_1$. Đối với các tuabin hướng trục xuyên tâm các kích thước đó cao hơn

đôi chút. Nói chung về các chỉ tiêu năng lượng ống càng cao, càng được ưa chuộng hơn, tuy nhiên như đã nêu trên cùng với việc tăng chiều cao sẽ làm tăng khối lượng xây dựng và giá trị đầu tư công trình.

9.5. HIỆN TƯỢNG KHÍ XÂM THỰC

Xâm thực là hiện tượng vật lý phát sinh trong dòng chảy khi chất lỏng chảy nhanh và ảnh hưởng tới các chỉ tiêu kinh tế và cơ học của tuabin.

Như đã biết: áp suất tác động lên chất lỏng càng nhỏ thì nhiệt độ sôi của nó càng thấp. Nếu chất lỏng đang chảy nhanh gặp phải một vật cản nào đó trên đường thì sau vật cản đó xuất hiện vùng áp suất thấp, nếu áp suất trong vùng đó nhỏ hơn độ đàn hồi của hơi nước thì các bong bóng hơi nước sẽ hình thành. Theo mức độ di chuyển của các bong bóng cùng với dòng nước vào vùng áp suất cao hơn thì hơi nước trong các bong bóng đó bị ngưng tụ và tạo nên những lỗ rỗng, khi chúng kết hợp với nhau - hình thành các hang lớn. Những lỗ rỗng đó đột nhiên được lấp đầy nước và trong trung tâm của chúng xảy ra thuỷ kích với áp suất tới vài nghìn atmotphe. Nếu những lỗ rỗng đó xiết chặt trong dòng chảy trên bề mặt chi tiết nào đó hoặc trên bê tông thì chúng bắt đầu bị phá huỷ.

Ngoài ra, ở vùng áp thấp các khí (không khí) bắt đầu tách ra nhanh chóng, các khí này sa vào các bong bóng hơi liền kề sẽ bị nén chặt lại, kết quả là nhiệt độ các khí tăng đột ngột. Oxy (từ không khí) ở nhiệt độ cao tác động mạnh lên kim loại, gây ăn mòn và phá huỷ kim loại.

Ở các tuabin phản lực sự phá huỷ do xâm thực chủ yếu xảy ra đối với các bề mặt dưới (theo dòng chảy) của các cánh bánh công tác, buồng bánh công tác, kể cả các phần khác của tuabin, nơi tạo ra áp thấp. Đối với các tuabin kiểu gáo khi bị xâm thực thì các vòi phun bị phá huỷ trước tiên.

Khi bị xâm thực phát sinh tiếng ồn rất đặc trưng và máy bị rung (đôi khi có tiếng va đập). Xâm thực làm giảm hiệu suất, khả năng lưu thông và công suất của tuabin là điều không mong muốn và trong nhiều trường hợp không cho phép.

Tác động phá huỷ của xâm thực có thể giảm được đáng kể bằng việc xử lý kỹ lưỡng những phần tử bị xâm thực của tuabin, kể cả việc sử dụng vật liệu siêu bền (thép crômnikel).

Việc đảm bảo các điều kiện vận hành tuabin phản lực không bị xâm thực có ý nghĩa đặc biệt. Những điều kiện đó được xác định bởi sự lựa chọn kiểu và tốc độ của tuabin tương ứng với cột nước cho trước (xem mục 9.6), kể cả chiều cao hút H_s xác định trên cơ sở vị trí đặt tuabin so với mức nước thấp.

Xâm thực sẽ không xảy ra nếu thoả mãn điều kiện sau đây:

$$H_s \leq B - \sigma H \quad (9.6)$$

trong đó B - áp suất khí áp kế, mH_2O, áp suất này được xác định bằng vị trí đặt tuabin trên mực nước biển theo công thức $B = 10,33 - \nabla/900$ (10,33 - áp suất khí quyển trên mức nước biển, mH_2O, còn ∇ - độ cao tuyệt đối của điểm đặt tuabin trên mực nước biển, m); σ - hệ số xâm thực thay đổi tuỳ thuộc vào kiểu tuabin và phụ thuộc tải của chúng. Thông thường σ được xác định khi thử nghiệm mẫu tuabin.

Thực tế tính toán cho thấy xâm thực sẽ không xảy ra nếu:

$$H_s \leq 10.33 - \nabla/900 - k\sigma H \quad (9.7)$$

trong đó k - hệ số hiệu chỉnh được đưa vào khi tính toán quy đổi hệ số từ mẫu sang tuabin thực ($k = 1,05 \div 1,1$).

Chiều cao hút H_s được tính toán như sau:

- Đối với các tuabin hướng trục xuyên tâm kiểu đứng: tính từ mặt phẳng dưới của thiết bị hướng dòng.

- Đối với các tuabin cánh quay và hướng trục xuyên tâm kiểu nằm - tính từ điểm cao nhất của bánh công tác.

- Đối với các tuabin loại cánh quay và chân vịt kiểu đứng - tính từ trục quay của các bánh công tác.

Chiều cao hút được chấp nhận là dương nếu mặt phẳng đo của nó nằm cao hơn mức nước thấp (xem hình 9.10), ngược lại chấp nhận là âm khi bánh công tác của tuabin nằm dưới mức nước thấp.

9.6. SỰ ĐỒNG DẠNG CỦA CÁC TUABIN THUỶ LỰC

Các công thức quy đổi

Các điều kiện thuỷ lực của nước chảy qua phần lưu thông của tuabin rất phức tạp và khó thích ứng với việc phân tích lý thuyết. Vì vậy trong ngành chế tạo tuabin thuỷ lực phần lưu thông của bất cứ tuabin mới nào nhận được bằng phương pháp tính toán lý thuyết đều được thực hiện ở dạng mẫu kích thước nhỏ, về hình học đồng dạng với tuabin thực, mẫu này được đưa vào nghiên cứu. Những số liệu thu được trong thí nghiệm mẫu sau đó theo các công thức đặc biệt và đồng dạng được tính quy đổi ra các thông số thực trong các điều kiện bất kỳ cho trước. Trong trường hợp đó ngoài sự đồng dạng về hình học cần phải tuân thủ các điều kiện đồng dạng về động học và động lực học.

Bỏ qua kết luận về các công thức đồng dạng, dưới đây trình bày các biểu thức cuối cùng của chúng ở dạng sau:

- Để liên kết các tần số quay của các rôto:

$$n = n_M \frac{D_{1M}}{D_1}\sqrt{\frac{H}{H_M}} \qquad (9.8)$$

trong đó D_1, D_{1M} - đường kính bánh công tác thực và mẫu; H, H_M, n, n_M cột nước và tần số quay của rôto tuabin thực và mẫu.

- Để liên kết các lưu lượng nước của tuabin thực Q và mẫu Q_M:

$$Q = Q_M \frac{D_1^2}{D_{1M}^2}\sqrt{\frac{H}{H_M}} \qquad (9.9)$$

- Để liên kết các công suất của tuabin:

$$N_1 = N_M \frac{D_1^2}{D_{1M}^2}\frac{H}{H_M}\sqrt{\frac{H}{H_M}} \qquad (9.10)$$

trong đó N_1, N_M - công suất của tuabin thực và mẫu.

Để thuận tiện sử dụng các công thức đó và đối chứng giữa các tuabin đồng dạng, chúng được so sánh với một tuabin quy ước có đường kính bánh công tác 1 m và vận hành với cột nước 1 m. Các thông số của tuabin quy ước đó được gọi là rút gọn và được ký hiệu n_1', Q'_1 và N'_1.

Thay vào các biểu thức (9.8) ÷ (9.10) tần số quay, lưu lượng và công suất của mẫu bằng các trị số rút gọn đồng thời tính đến $D_{1M} = 1$ m, $H_M = 1$ m, ta nhận được các công thức đồng dạng sau đối với tuabin:

$$n = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{D_1} \tag{9.11}$$

$$Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H} \tag{9.12}$$

$$N = N'_1 D^2_1 H\sqrt{H} \tag{9.13}$$

Từ đó các trị số rút gọn sẽ bằng:

$$n'_1 = nD_1/\sqrt{H} \tag{9.14}$$

$$Q'_1 = Q/D^2_1\sqrt{H} \tag{9.15}$$

$$N'_1 = N/D^2_1 H\sqrt{H} \tag{9.16}$$

Trong các công thức đồng dạng thu được ta đã chấp nhận hiệu suất của tuabin thực và mẫu là bằng nhau.

Trong thực tế cùng với việc tăng đường kính của các tuabin phản lực và cột nước mà chúng vận hành thì các trị số hiệu suất của chúng cũng tăng lên. Tính quy đổi hiệu suất của tuabin từ hiệu suất của mẫu được thực hiện theo các công thức kinh nghiệm. Người ta đã tìm ra được các công thức đó và chúng càng ngày càng được hoàn thiện. Công thức được áp dụng phổ biến nhất là của Trung tâm thiết kế kỹ thuật nhiệt, đối với tuabin kiểu cánh quay công thức có dạng:

$$1 - \eta_{thuc} = (1 - \eta_M)\,[\varepsilon + (1 - \varepsilon)(\frac{Re}{Re_{thuc}})\,]^{1:6}, \tag{9.17}$$

trong đó ε < 1 - phần tổn thất chưa tính được, phụ thuộc vào chế độ vận hành tuabin và xác định theo các biểu đồ chuyên dùng trong sách giáo khoa: $\varepsilon = \varepsilon(Q'_1, n'_1)$.

Trong công thức (9.17), các trị số có ký hiệu phía dưới thuộc về tuabin thực.

Để tính hiệu suất của tuabin hướng trục xuyên tâm, có thể vẫn sử dụng công thức đó nhưng với trị số ε không đổi bằng 0,5.

Đối với các tuabin gáo đã được thử nghiệm trong các điều kiện nhất định (đường kính trên 50 mm, cột nước thử nghiệm $H > 30$ m) hiệu suất của tuabin thực chấp nhận bằng hiệu suất của tuabin mẫu.

Ngoài các trị số rút gọn n_I, Q'_I và N'_I, chỉ tiêu năng lượng quan trọng về chất lượng của tuabin là hệ số quay nhanh n_s, được sử dụng để so sánh tần số quay của các kiểu tuabin khác nhau vận hành trong cùng những điều kiện như nhau về công suất và cột nước.

Hệ số quay nhanh bằng số chính là tần số quay của kiểu tuabin cho trước, phát ra công suất 0,736 kW, vận hành dưới cột nước bằng 1 m. Công thức để tính hệ số quay nhanh được rút ra từ các công thức đồng dạng và có dạng:

$$n_s = \frac{1{,}17n\sqrt{N}}{H\sqrt[4]{H}} \qquad (9.18)$$

trong đó n, H, N - tương ứng là tần số quay (vg/ph) cột nước (m) và công suất kW.

Rõ ràng từ công thức (9.18), n_s phụ thuộc vào công suất, tần số quay và cột nước của tuabin. Vì vậy để khái niệm quay nhanh trở thành trị số đặc tính, cần xác lập trị số này cho một chế độ xác định. Chế độ đó được xác định bởi công suất định mức với cột nước tính toán và tần số quay bình thường.

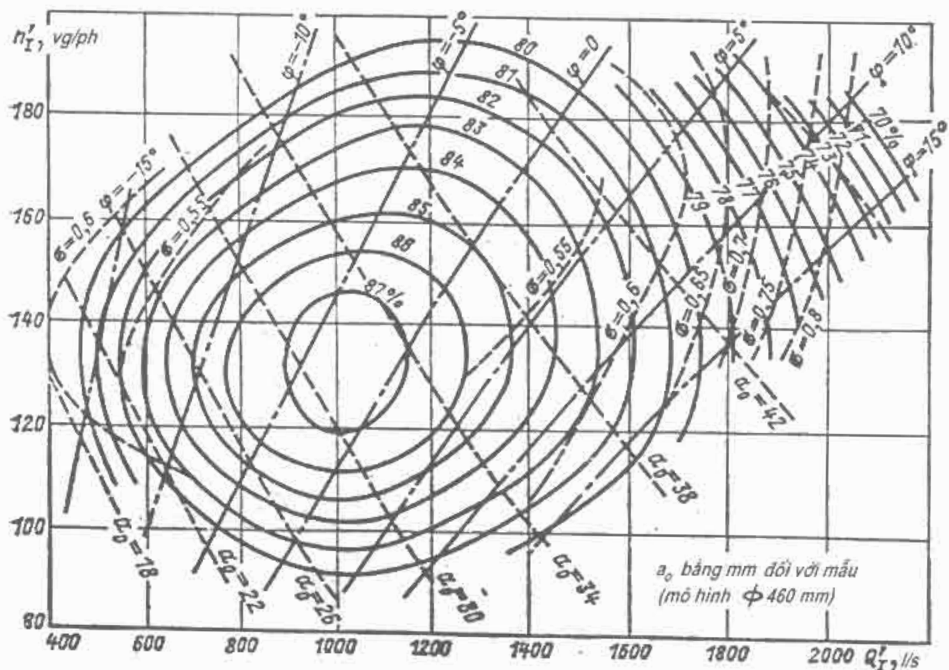
Nhưng do trị số quay nhanh không phụ thuộc vào kích thước nên nó đặc trưng cho toàn bộ loạt các tuabin đồng dạng, các tuabin này có trị số n_s xác định trong các điều kiện cho trước.

Từ công thức (9.18) dễ dàng thấy rằng, cần hướng tới việc tăng n_s với các trị số công suất và cột nước cho trước, vì điều đó dẫn tới tăng tần số quay n và do đó dẫn tới giảm tương ứng các kích thước của tuabin. Tuy nhiên việc tăng quá mức hệ số n_s sẽ làm xuất hiện xâm thực.

9.7. CÁC ĐẶC TÍNH CỦA TUABIN THUỶ LỰC

Trong quản lý các chế độ vận hành tuabin thuỷ lực, các đặc tính của chúng có ý nghĩa lớn. Đặc tính là sự biểu diễn bằng đồ thị những sự phụ thuộc giữa các thông số chính của tuabin. Trong thực tế vận hành phổ biến hơn cả là các đặc tính phổ dụng chính, các đặc tính phổ dụng công tác và vận hành.

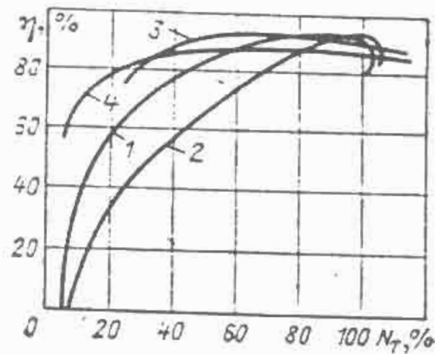
Các đặc tính phổ dụng chính (hình 9.12) được xây dựng trong toạ độ của các tần số quay ước lược n'_I và lưu lượng Q'_I. Trên trường đó biểu thị đẳng tuyến của các trị số hiệu suất của mẫu η_M, độ mở của thiết bị hướng dòng a_0 và các hệ số xâm thực σ, còn đối với các tuabin cánh quay cũng ghi các đường của các góc quay bằng nhau của các cánh bánh công tác φ. Đối với các tuabin hướng trục xuyên tâm và các tuabin loại chân vịt ghi các đường dự trữ công suất 5%.



Hình 9.12. Đặc tính phổ dụng chính của tuabin kiểu cánh quay

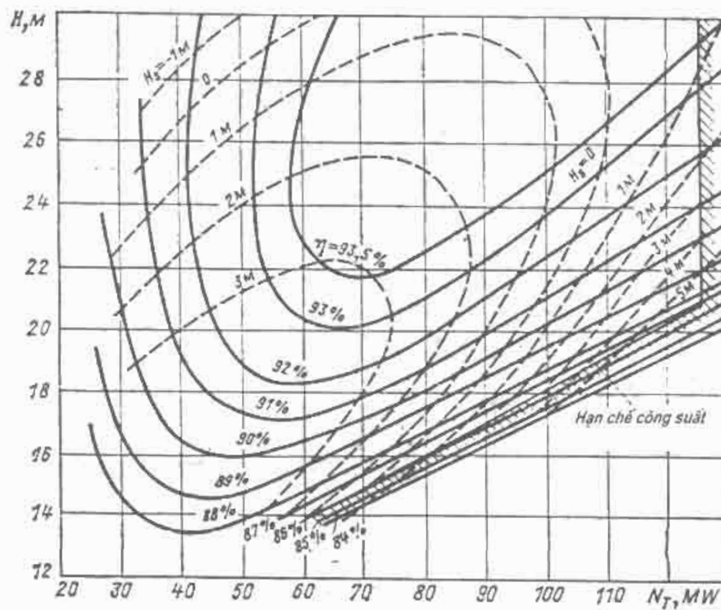
Các đặc tính công tác là sự phụ thuộc của hiệu suất tuabin vào công suất phát ra của nó N_I với cột nước cố định và tần số quay không đổi. Trên hình

9.13 trình bày các đặc tính công tác của các loại tuabin khác nhau. So sánh chúng với nhau có thể đánh giá về các chỉ tiêu năng lượng của các tuabin nói trên.



Hình 9.13. Các đặc tính công tác của tuabin thuỷ lực thuộc các loại khác nhau 1- hướng trục-xuyên tâm; 2-chân vịt; 3-cánh quay; 4-gáo

Các đặc tuyến phổ dụng chính được sử dụng khi lựa chọn tuabin thực và kể cả khi xây dựng các đặc tuyến công tác và vận hành của tuabin.



Hình 9.14. Đặc tính phổ dụng vận hành của tuabin cánh quay

Theo các đặc tính công tác $\eta_T = \eta_T(N_T, H)$, với các trị số khác nhau của những cột nước được sử dụng cho tuabin có thể xây dựng đặc tính phổ dụng vận hành, đặc tuyến này là đồ thị về sự thay đổi của cột nước và công suất của tuabin trên các toạ độ H và N_T (hình 9.14). Cũng trên đồ thị đó ghi các đường hạn chế công suất về máy phát điện (với các cột nước cao) và khả năng mang tải của tuabin (với các cột nước thấp).

Các đặc tính phổ dụng vận hành cho hình dung đầy đủ nhất về các chỉ tiêu năng lượng và xâm thực (H_s) của tuabin trong toàn bộ dải thay đổi cột nước và công suất cần quan tâm.

Mỗi loạt tuabin thuỷ lực có vùng hạn chế sử dụng trị số quay nhanh (cột nước). Để giảm nhẹ việc lựa chọn kiểu tuabin cần lập biểu đồ danh mục. Trên biểu đồ chỉ rõ kiểu tuabin, trị số giới hạn các đường kính bánh công tác và các vùng giới hạn sử dụng theo cột nước và công suất.

Chương 10

NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN VÀ CƠ SỞ XÁC ĐỊNH NGUỒN THUỶ NĂNG

10.1. THÀNH PHẦN VÀ BỐ TRÍ CÁC CÔNG TRÌNH CHÍNH CỦA NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN

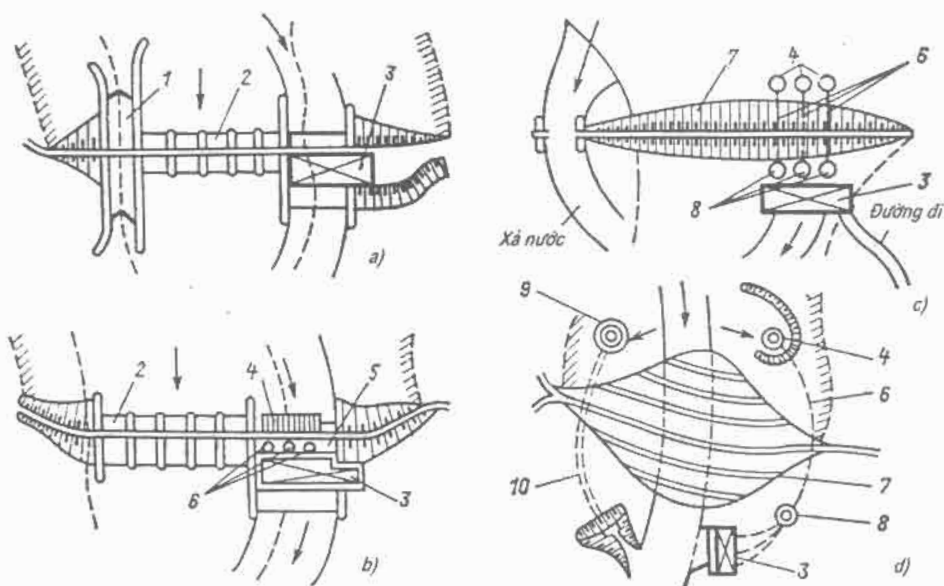
Thành phần và sự bố trí các công trình của nhà máy thuỷ điện được xác định bởi sơ đồ tích tụ cột nước. Như đã nêu ở mục 3.4 có hai sơ đồ chính về tích tụ cột nước: sơ đồ dùng đập và sơ đồ dẫn nước. Các nhà máy thuỷ điện được xây dựng theo sơ đồ đập lại chia làm hai loại: Loại trên lòng sông và loại đặt trên đập. Các nhà máy thuỷ điện kiểu dẫn nước cũng chia thành hai loại: Loại dẫn nước không có áp suất và loại có áp suất.

Những công trình chính của nhà máy thuỷ điện thực hiện theo sơ đồ đập là các đập và toà nhà nhà máy thuỷ điện. Với cột nước tới 25 ÷ 30 m toà nhà *3* được đặt trong một ngăn cùng với đập và tiếp nhận cột nước. Những nhà máy thuỷ điện này được gọi là loại trên lòng sông. Trên hình 10.1a trình bày mặt bằng bố trí các công trình chính của nhà máy thuỷ điện đó.

Trong trường hợp sử dụng nguồn nước làm công trình đầu mối thuỷ năng, ngoài đập *2* và toà nhà nhà máy thuỷ điện còn cả các công trình để thoả mãn các nhu cầu đặc thù như âu tầu cho vận tải, công trình nhận nước cho tưới và cung cấp nước cho ngư nghiệp ...

Với cột nước vượt quá 25 ÷ 30 m toà nhà nhà máy thuỷ điện được bố trí sau đập ở mức thấp và không chịu áp lực cột nước (hình 10.1b). Những nhà

máy thuỷ điện này gọi là nhà máy thuỷ điện trên đập. Với việc sử dụng tổng hợp đầu mối thuỷ năng cũng như trường hợp trên, người ta xây dựng cả những công trình của các thành viên tổ hợp không phải năng lượng. Nhưng do trong sơ đồ này toà nhà nhà máy thuỷ điện không chịu áp lực cột nước nên để cấp nước cho các tuabin cần phải có các cửa nhận nước *4* và các đường ống tuabin *6*, như chỉ rõ trên hình 10.1b, tại đó các công trình được kết hợp với đập. Nói chung sự bố trí đầu mối thuỷ năng với các nhà máy thuỷ điện trên đập phần lớn phụ thuộc vào kiểu đập và cột nước mà đập tạo ra.

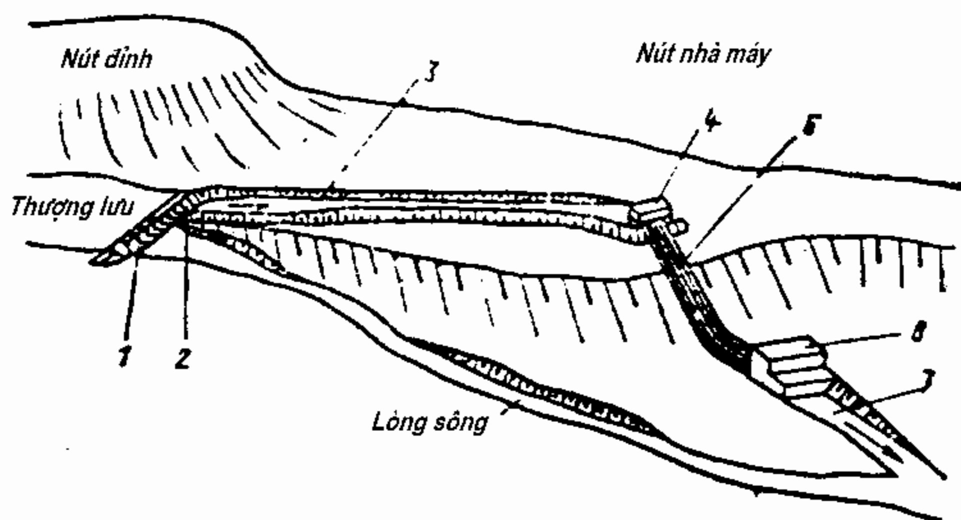


Hình 10.1. Sơ đồ bố trí các công trình của nhà máy thuỷ điện kiểu trên lòng sông và trên đập

a) nhà máy thuỷ điện trên lòng sông với đập bê tông; b) nhà máy thuỷ điện trên đập với đập bê tông; c) nhà máy thuỷ điện trên đập với đập bằng vật liệu tại chỗ và xả nước trên mặt; d) nhà máy thuỷ điện trên đập với đập bằng vật liệu tại chỗ và bố trí xả nước theo hình bàn cờ.

1) Âu thuyền; 2) Đập bê tông; 3) Tòa nhà nhà máy thuỷ điện; 4) Nhận nước; 5) Đập bê tông đặc; 6) Các đường ống của tuabin; 7) Đập đất hoặc đá đổ; 8) Bể dự trữ cân bằng; 9) Xả nước hình bàn cờ; 10) Hầm nước xả

Nếu trong sơ đồ đang xem xét, đập của nhà máy thuỷ điện được xây dựng không phải bằng bê tông mà bằng đất hoặc đổ đá thì cửa nhận nước, các đường ống vào tuabin và đập tràn sẽ không thể bố trí kết hợp với đập (hình 10.1c và e).



Hình 10.2. Sơ đồ bố trí các công trình nhà máy thuỷ điện loại dẫn nước không có áp suất

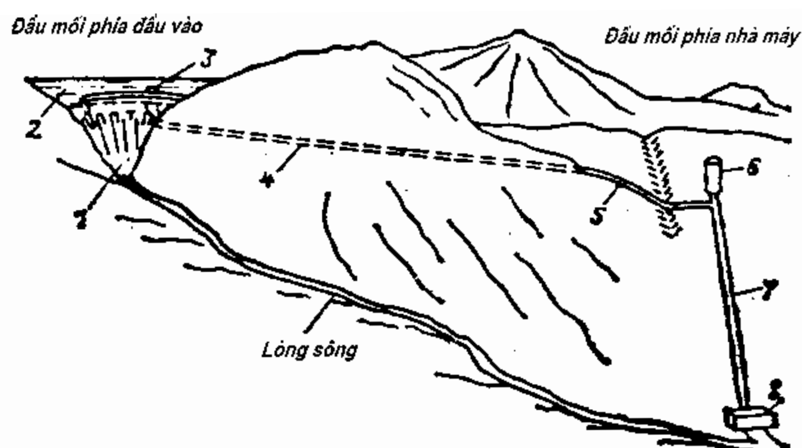
1) Đập; 2) Nhận nước bề mặt; 3) Kênh dẫn nước; 4) Bể áp lực; 5) Các đường ống tuabin (có áp lực); 6) Toà nhà nhà máy thuỷ điện; 7) Kênh dẫn ra.

Các công trình nhà máy thuỷ điện kiểu dẫn nước được bố trí ở hai đầu mối: ở phần đầu và phần nhà máy liên kết với nhau bằng đường dẫn nước.

Phần đầu của nhà máy thuỷ điện với kênh dẫn không có áp suất (hình 10.2) gồm đập tràn *1*, bộ phận nhận nước kiểu bề mặt *2* và trong trường hợp cần thiết trong đó có cả bể lắng, xả rác, cửa nhận nước cho các hộ tiêu thụ nước khác.

Việc dẫn nước không áp lực được thực hiện ở dạng kênh hở *3*. Ở những nơi kênh dẫn cắt ngang thung lũng, sông suối cần phải làm các hạng mục công trình cho nước đi trên hoặc dưới kênh dẫn. Ở phía nhà máy, kênh dẫn kết thúc và chuyển sang bể áp suất *4*, từ đó nước theo các đường ống của tuabin *5* vào các tuabin đặt trong nhà của nhà máy thuỷ điện *6*, sau đó ra kênh dẫn và đổ ra sông.

Trong trường hợp địa hình bị giao cắt nhau nhiều và việc dẫn nước không có áp suất khó khăn cần bố trí đường dẫn nước bằng hầm ngầm (tunen) hoặc đường ống (hình 10.3). Trong cả hai trường hợp toàn bộ tiết diện cắt ngang đều đầy nước.



Hình 10.3. Sơ đồ bố trí các công trình nhà máy thuỷ điện với đường dẫn nước có áp suất

1. Đập; 2. Đập tràn (xả); 3. Cửa nhận nước dưới sâu; 4. Tunnen (hầm ngầm); 6. Bể dự trữ cân bằng; 7. Đường ống thuộc tuabin; 8. Toà nhà nhà máy thuỷ điện

Đầu mối ở đầu vào trong trường hợp này gồm các công trình chính như đập *1* với đập tràn *2*. Tuy nhiên đập ở đây khá cao, còn cửa nhận nước ở dưới sâu, điều đó cho phép nhận nước với độ dao động mức nước trong hồ lớn.

Đầu mối phía nhà máy khác biệt so với nhà máy thuỷ điện với đường dẫn nước không có áp suất bao gồm bể dự trữ cân bằng *6* mà công dụng của nó là chống các thuỷ kích có thể xảy ra ở các chế độ bất ổn định trong các đường ống của tuabin.

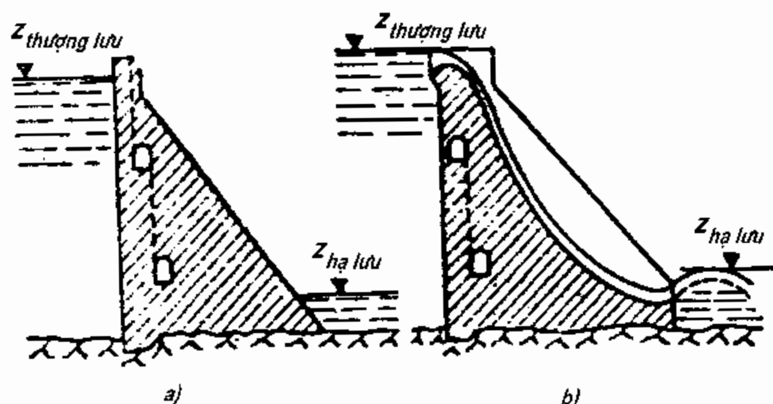
10.2. CÁC ĐẬP VÀ CÁC CỬA CHẶN CỦA NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN

Đập ngăn sông dùng để tạo ra hồ chứa, do đó là công trình quan trọng nhất của đầu mối thuỷ lực, nhằm tạo ra cột nước và điều tiết dòng chảy.

Tất cả các đập được chia thành hai nhóm chính khác biệt nhau theo loại vật liệu được sử dụng: Các đập bê tông và bê tông cốt thép và các đập đất (đất, đá đổ và đất đá).

Các đập bê tông và bê tông cốt thép về các đặc điểm cấu trúc được chia thành: loại trọng lực, loại hình cung và loại tường chống. Đặc điểm khác biệt

của các đập loại trọng lực là khối (đặc) nặng (hình 10.4). Khối lượng lớn của chúng và các lực cố kết (ma sát) về nền móng cho phép xây dựng các đập loại này trên bất kỳ tầng đất nào. Với chiều cao tới 30 ÷ 40 m đập trọng lực có thể xây dựng trên nền đất yếu (cát, sét), trên nền đá tảng, chiều cao đập có thể đạt tới 300 m.

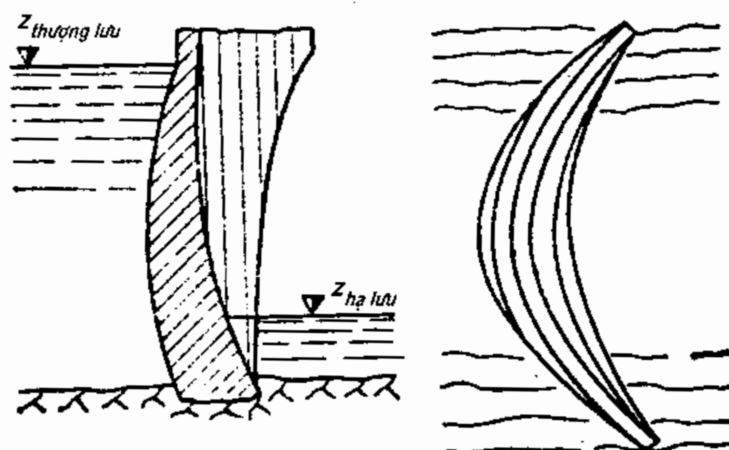


Hình 10.4. Đập loại trọng lực

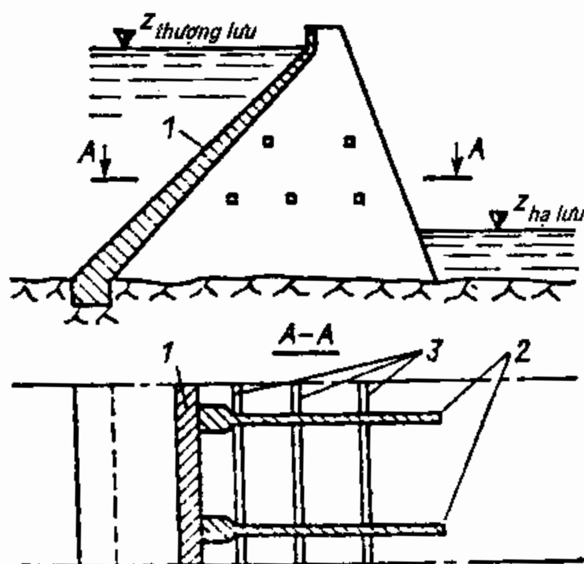
a) Đập dầy đặc; b) Đập xả

Về khả năng cho nước thông qua những đập đá có thể là loại đập dầy đặc (hình 10.4a) nghĩa là không cho phép nước tràn qua đỉnh đập và loại đập xả (hình 10.4b). Loại đập xả có thể là kiểu tràn bề mặt hoặc xả đáy. Các đập của các nhà máy thuỷ điện trên lòng sông thường gồm có phần đập đặc và phần xả nước. Các đập cao xây trong các hẻm núi hẹp thông thường là đặc. Trong trường hợp đó nước dư được xả tràn trên bề mặt hoặc xả qua tunnen (hầm ngầm). Trong thân các đập bê tông thường bố trí các hành lang dọc để kiểm soát độ thấm nước qua thân đập.

Các đập hình cung là các đập vòm có mặt cắt hình cung, hai đầu của chúng tựa vào các bờ đá tảng lớn: các bờ đó tiếp nhận phần chủ yếu của áp suất nước từ phía mức nước cao (hình 10.5). Chiều cao của các đập đá có thể đạt tới 300 m, tuy nhiên bê tông trong các đập đó sẽ ít hơn so với đập trọng lực có cùng chiều cao. Biến thể của đập hình cung có thể là loại một cung và loại nhiều cung, kể cả loại trọng lực hình cung. Trong tất cả mọi trường hợp các đập có thể bao gồm các bộ phận xả nước đặc biệt.



Hình 10.5. Đập hình cung



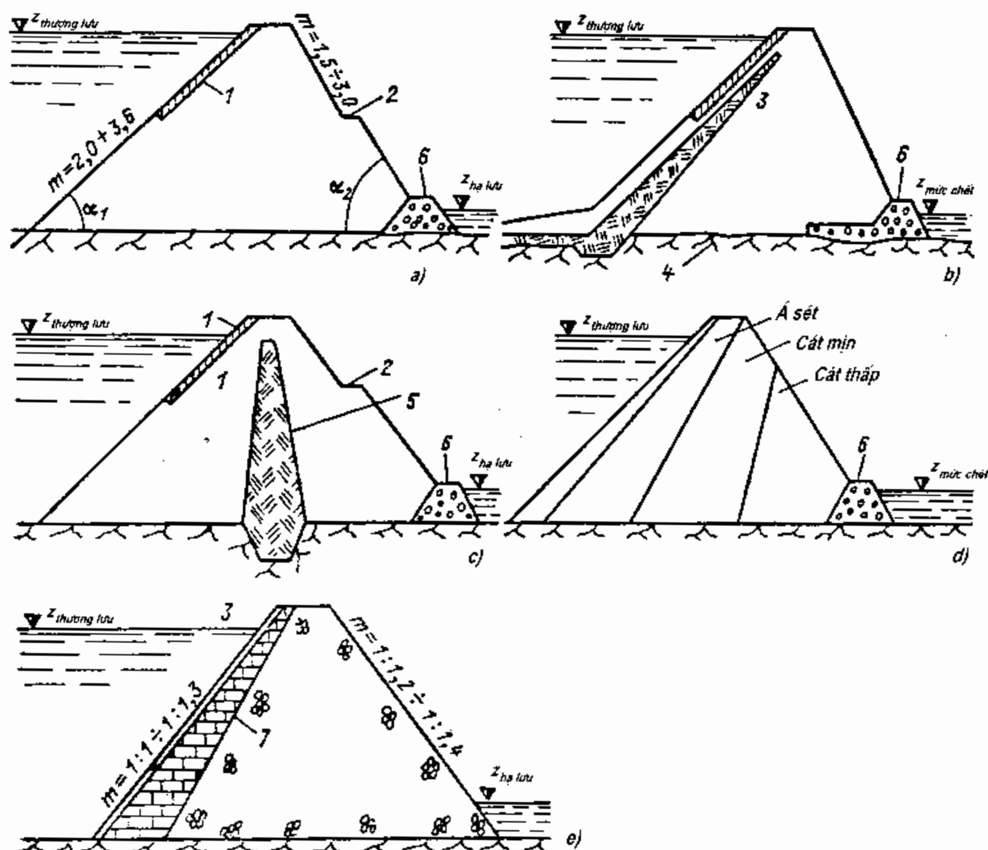
Hình 10.6. Đập kiểu tường chống

1) Tấm bê tông cốt thép; 2) Các tường chống; 3) Các dầm cứng

Các đập kiểu tường chống được xây dựng ở dạng các sườn dốc bê tông cốt thép, trên đó từ phía mức nước cao đặt các tấm bê tông cốt thép nằm nghiêng để tiếp nhận áp suất nước. Các tường chống *2* được liên kết với nhau bằng các dầm cứng tạo ra các nhịp (khoảng) riêng biệt theo mặt chính diện. Với kết cấu

tương ứng hình lược từ phía dưới các đập tường chống có thể có các cửa xả sâu. Chiều cao các đập tường chống lớn hiện đại vượt trên 100 m (nhà máy thuỷ điện Zeiskaia - 115 m).

Các đập đất thường là đập đổ và đập bồi. Loại đổ được xây dựng bằng cách đổ từng lớp nằm ngang mỏng tiếp đó được đầm kỹ đồng thời làm ẩm đất chèn. Đập bồi bằng đất được xây dựng bằng phương pháp cơ học chất lỏng, tức là dùng nước xói mòn moong đất lộ thiên tạo ra bùn loãng, tiếp đó dùng bơm để bơm bùn loãng theo đường ống hoặc máng tới vị trí đập.



Hình 10.7. Các đập đất

a) Đập đất bằng loại đất ít thấm nước; b) Đập đất có màn chống thấm và găm hình xương cá; c) Đập đất có lõi; d) Đập đất bằng các loại đất khác nhau; e) Đập đá đổ.

1. Tấm bê tông; 2. Mặt bằng nằm ngang; 3. Màn chống thấm; 4. Găm hình xương cá; 5. Lõi; 6. Lăng trụ thoát nước; 7. Lớp lót đá.

Để bảo vệ phần taluy phía trên của đập khỏi tác động của sóng, phần taluy đó gia cố bằng các tấm bê tông hoặc đá trong giới hạn giao động mức nước (hình 10.7a).

Taluy dưới phía mực nước thấp được gia cố bằng lớp đất cỏ và trong một số trường hợp được xây mặt bằng nằm ngang để bảo vệ taluy khỏi bị xói lở đất do nước.

Nếu đập đất được xây dựng bằng các loại đất thấm nước mạnh (thí dụ cát thô) để chống thấm cần đặt các chướng ngại ở dạng màn chống thấm *3*, lõi *5* và đôi khi bằng các găm hình xương cá *4* (hình 10.7b, c). Những chướng ngại được xây dựng bằng đất ít thấm nước, thí dụ sét.

Để lượng nước thấm đi qua thân đập và giữ lại các hạt đất nhỏ nước mang theo, trên tất cả các đập đất từ phía mức thấp cần phải xây dựng các lăng trụ thoát nước *6*.

Trị số góc nghiêng taluy $m = tg\alpha$ được chấp nhận tuỳ thuộc vào tính chất của đất và chiều cao của đập trong các giới hạn chỉ rõ trên hình 10.7a.

Không hiếm các trường hợp xây dựng các đập đất bằng các chất đất khác nhau về tính thấm nước. Trong trường hợp đó chất đất tốt nhất cần bố trí về phía mức cao (hình 10.7d).

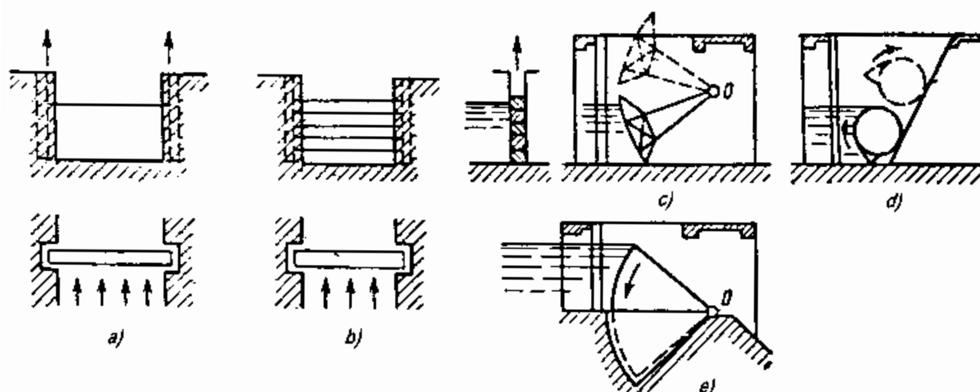
Các đập đất được sử dụng phổ biến, thường được xây dựng với chiều cao tới 100 m trở lên.

Các đập đá đổ được xây dựng bằng cách đổ vào lòng sông đến độ cao nào đó đá các kích cỡ khác nhau. Theo tiến trình tăng độ cao đập, đá đổ được đầm chặt bằng các tia nước áp suất cao, hoặc các xe lu chuyên dùng, hoặc các đầm rung.

Độ không thấm nước của các đập đó đạt được nhờ các màn chống thấm 3 bằng bê tông cốt thép từ phía taluy cao (hình 10.7b) đặt trên lớp đá dưới màn đặc biệt *7*.

Các đập đá đổ thông thường được xây đặc, chiều cao của chúng đạt tới 300 m.

Trong các đập đá phần lớn thân đập được xây bằng đá, còn thiết trí chống thấm - bằng chất đất ít thấm nước. Chiều cao của các đập này đạt 300 m và hơn nữa.



Hình 10.8. Các sơ đồ cửa xả nước trên mặt cánh

a) Cánh cửa tấm chắn phẳng; b) Cánh cửa phai (mở từng tấm);
c) Cánh cửa hình chỏm cầu; d) Cánh cửa lăn; e) Cánh cửa hình quạt

Các cửa chặn: Để xả nước dư thừa trong hồ chứa và xả đáy vì các mục đích đặc biệt, các đập và các công trình khác của nhà máy thuỷ điện được trang bị các cửa chặn tương ứng. Các cửa chặn đặc biệt cũng đặt trên các ống dẫn vào tuabin.

Tuỳ thuộc vào lỗ cửa đóng mở mà các cánh cửa của các công trình nhà máy thuỷ điện được chia ra: kiểu trên mặt dùng để đóng nước xả và cửa nhận nước, nghĩa là nước dẫn từ các lớp mặt của hồ chứa, và kiểu đáy (sâu) dùng để đóng các cửa dưới sâu.

Trong loại cánh cửa kiểu trên mặt, cần lưu ý trước tiên là loại cánh kiểu tấm chắn phẳng và cánh cửa phai. Các cánh loại tấm phẳng là chủ yếu, các cánh cửa phai được sử dụng khi sửa chữa các thiết bị và công trình. Cửa phẳng di chuyển trong các rãnh theo chiều đứng (hình 10.8a). Áp suất nước do các cánh cửa chặn tiếp nhận truyền đến các mố và trụ của chúng. Các cánh cửa chặn thường được làm bằng thép. Các cánh cửa được phân biệt theo hình thức chuyển động: trượt, bánh xe và lăn. Cần bố trí các thiết trí chèn kín đặc biệt để ngăn nước dò qua khe hở giữa các cánh và phần bất động của công trình.

Cánh cửa phai là các dầm kim loại hoặc gỗ được đặt vào các rãnh tấm nọ trên tấm kia thành một bức tường (hình 10.8b). Các tấm phẳng và phai tương tự cũng được đặt ở đầu vào đường ống của tuabin và ở đầu ra từ ống hút.

Cánh hình chỏm cầu là tấm lồi theo cung đường tròn, có thể toàn bộ quay chung quanh một trục nào đó (hình 10.8c). Các chân được giữ chặt kiểu khớp nối (bản lề) trong mố và trụ, các mố và trụ tiếp nhận áp suất nước. Khi di động, các cánh quay xung quanh trục bản lề nằm ngang.

So với cánh kiểu tấm phẳng, cánh hình chỏm cầu có nhiều ưu điểm hơn khi cùng kích thước và khối lượng. Những ưu điểm quan trọng nhất là sức nâng giảm đi khá nhiều, chiều cao mố thấp hơn, có điều kiện để tự động hoá. Tuy nhiên chúng cũng có nhược điểm: Cần có trục dài hơn, không thể lắp lẫn cánh từ cửa này sang cửa khác.

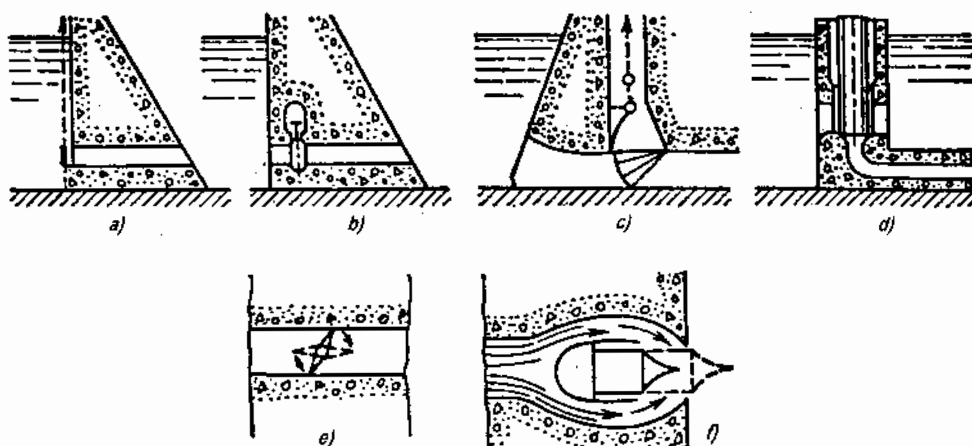
Cánh lăn hoặc cánh hình trụ: Là một hình trụ rỗng để chặn cửa xả và được nâng lên trên bằng cách lăn theo các thanh răng bố trí trong hốc của mố hoặc trụ (hình 10.8d). Để tăng chiều cao cửa, thân hình trụ của nó được trang bị thêm các tấm chắn phía trên, đôi khi cả phía dưới.

Các cửa lăn có ưu điểm là cứng, khoẻ nên được sử dụng phổ biến ở các đập có điều kiện khắc nghiệt. Các cửa này có thể đóng mở với khẩu độ tới 45 ÷ 50 m và chiều cao tới 9 m. Nhược điểm của chúng là khối lượng lớn, giá thành cao và kích thước mố khá lớn.

Cánh hình quạt có mặt cắt ngang hình quạt được phủ bằng vỏ không thấm nước thường được đặt theo ba mặt phẳng (hình 10.8e). Dưới cánh cửa trong thân đập bố trí hốc để cánh hạ xuống khi cần xả. Cánh quay trên trục gắn chặt trên ngưỡng đập. Việc điều khiển cánh thường bằng thuỷ lực. Các cánh loại này có thể đóng mở cửa có khẩu độ tới 60 m và cao tới 10 m.

Các cửa xả sâu của đập được đóng mở bằng các cánh dưới sâu kiểu tấm phẳng, chỏm cầu, hình trụ, đĩa ... hai kiểu đầu tương tự như được mô tả ở trên hình 10.9a, c.

Các van (hình 10.9b) có kích thước nhỏ được thao tác bằng thuỷ lực hoặc bộ truyền động điện. Về cơ cấu chúng là các đĩa đúc hình chữ nhật hoặc tròn để đóng mở đường hầm hoặc các đường ống. Những đĩa đó khi mở cửa xả được di chuyển vào một vỏ chắn đặc biệt. Các van được sử dụng chủ yếu như cánh cửa công tác cho các cột nước tới 400 m. Đường kính của chúng phụ thuộc vào cột nước được sử dụng và có thể đạt tới vài mét.



Hình 10.9. Các sơ đồ cánh cửa đặt sâu và của các đường ống vào tuabin

a) Cánh cửa phẳng; b) Kiểu van; c) Cánh cửa kiểu chỏm cầu; d) Kiểu hình trụ; e) Cánh cửa kiểu đĩa; f) Kiểu kim.

Các cánh cửa hình trụ: Về kết cấu đó là các trụ rỗng di chuyển theo chiều đứng (hình 10.9d). Bằng bề mặt bên sườn hoặc đáy chúng đóng kín các cửa nhận nước kiểu tháp. Do kích thước cồng kềnh nên chúng không được sử dụng phổ biến mặc dầu có đặc tính vận hành tốt. Chúng được sử dụng cho các cột nước không vượt quá 100 m.

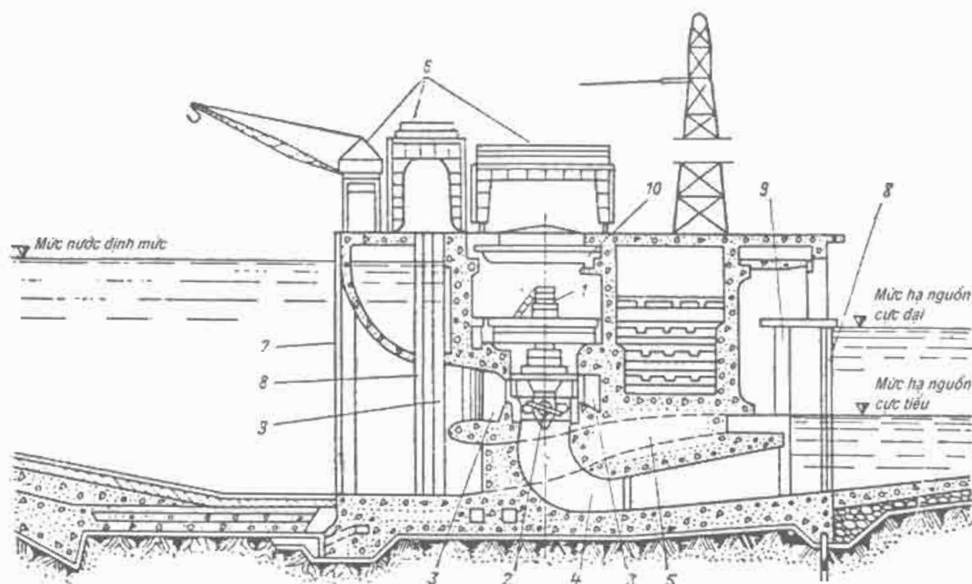
Các cánh cửa kiểu đĩa gồm thân và vỏ trụ trong đó trên trục nằm ngang hoặc trục đứng đĩa quay được (hình 10.9e). Cánh cửa kiểu đĩa vận hành tin cậy, được sử dụng khá phổ biến, được chế tạo với đường kính tới 8,5 m và được đặt trong các đường ống áp lực với cột nước tới 250 ÷ 300 m (với những đường kính không lớn tới 600 m). Thông thường điều khiển cánh cửa này bằng bộ truyền động thuỷ lực, khởi động bằng servomotor.

Ưu điểm của cánh cửa loại này là tính cơ động tốt và giá thành thấp. Nhược điểm là hệ thống chèn kín phức tạp và tổn thất cột nước tương đối lớn.

Cánh cửa kiểu kim gồm thân và bộ phận hình thon trong đó kim được di chuyển để đóng mở cửa trong thân (hình 10.9f). Cánh cửa kiểu này có tổn thất cột nước thấp, được sử dụng với các đường kính ống tới 6,5 m và cột nước tới 800 m. Chúng được đặt từ phía dưới của bộ phận xả nước. Nhược điểm giá thành cao, kết cấu và chế tạo phức tạp.

10.3. TOẢ NHÀ NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN

Kết cấu và bố trí toà nhà nhà máy thuỷ điện phụ thuộc vào các điều kiện tự nhiên, sơ đồ tích tụ hồ chứa, cột nước, kiểu và các thông số của các tổ máy thuỷ điện (tuabin và máy phát điện nối với nhau chung một trục) và các máy biến áp, các thiết bị phụ. Kích thước toà nhà được xác định bởi kích thước của các tổ máy, thí dụ, chiều dài tổ máy, số lượng các tổ máy và kích thước mặt bằng lắp ráp. Về phần mình, các kích thước tổ máy lại phụ thuộc vào công suất (cột nước và lưu lượng nước) của tuabin và chiều rộng của tổ máy được xác định bởi kích thước buồng xoắn. Thường ở các nhà máy thuỷ điện đặt ít nhất là 2 ÷ 3 tổ máy giống nhau.



Hình 10.10. Toả nhà nhà máy thuỷ điện trên lòng sông

1) Máy phát điện; 2) Tuabin; 3) Buồng xoắn; 4) Ống hút; 5) Cửa xả đáy; 6) Cầu trục nâng; 7) Rãnh lưới quay; 8) Rãnh cánh cửa phai; 9) Rãnh cánh cửa; 10) Cầu trục.

Kiểu và kết cấu toà nhà cần phải được luận chứng toàn diện về kinh tế - kỹ thuật, đồng thời phải đảm bảo vận hành tin cậy cho các thiết bị và các điều kiện thuận lợi cho khai thác. Các yêu cầu đặt ra về khía cạnh đó đối với toà nhà đôi khi mâu thuẫn nhau. Thí dụ, tiết kiệm quá mức khi xây dựng sẽ làm giảm độ tin cậy và giảm sự thuận tiện trong vận hành, đặc biệt về mặt thực

hiện các công việc kiểm tra dự phòng, như vậy đương nhiên dẫn đến tăng các chi phí vận hành.

Căn cứ theo các sơ đồ tích tụ cột nước, toà nhà nhà máy thuỷ điện được chấp nhận chia thành ba kiểu:

- Toà nhà nhà máy thuỷ điện trên lòng sông, nghĩa là toà nhà tiếp nhận cột nước (hình 10.10).

- Toà nhà sau đập nhà máy thuỷ điện, trực tiếp tiếp nhận cột nước (hình 10.11).

- Toà nhà của nhà máy thuỷ điện kiểu dẫn nước tới (hình 10.12).

Theo phương pháp xả nước từ mức cao xuống toà nhà phía dưới các nhà máy thuỷ điện kiểu dẫn nước được chia thành hai kiểu:

1. Không kết hợp với việc xả nước (hình 10.1c), ở đó việc xả nước thừa được thực hiện qua các cửa xả của đập hoặc các thiết trí khác nằm ngoài toà nhà nhà máy thuỷ điện (hình 10.11).

2. Có kết hợp với xả nước, các công trình này thông thường được bố trí ở phần ngầm khổng lồ của toà nhà nhà máy thuỷ điện (hình 10.10) mặc dầu sử dụng cả những giải pháp kết cấu khác.

Căn cứ theo kiểu thiết bị nâng, các toà nhà nhà máy thuỷ điện được xây dựng:

- Loại kín - với việc bố trí thiết bị nâng bên trong cầu trục (hình 10.10 ÷ 10.12).

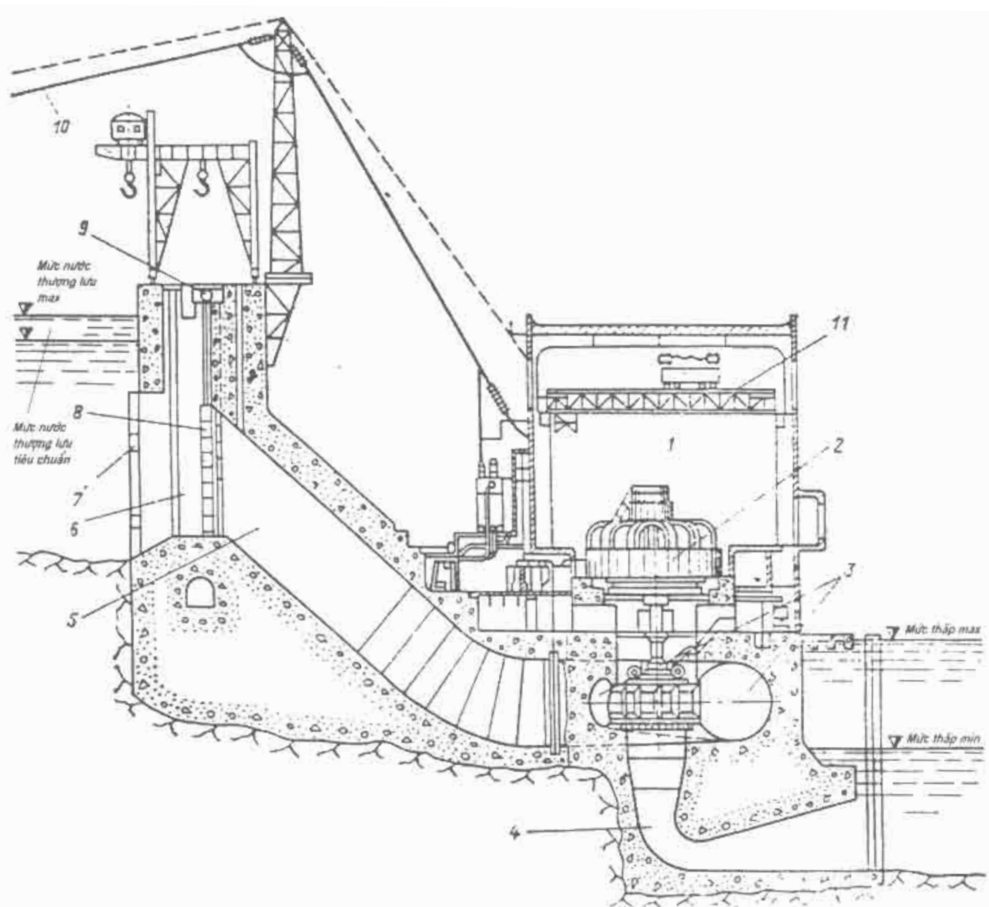
- Loại nửa hở - thiết bị nâng chính (cần trục cổng) bố trí trên gian máy (phát điện). Gian máy phát điện - buồng thấp phía dưới với mái che có thể tháo ra trên máy phát điện (hình 10.13a).

- Loại hở - không có gian máy và máy phát điện được che bằng vòm. Thiết bị nâng ở đây là loại cầu trục cổng.

Theo sự bố trí toà nhà nhà máy thuỷ điện tương đối với mặt đất:

- Toà nhà trên mặt đất.

- Toà nhà dưới mặt đất: kiểu này được bố trí với sơ đồ nhà máy thuỷ điện kiểu dẫn nước bằng đường hầm (tunen).

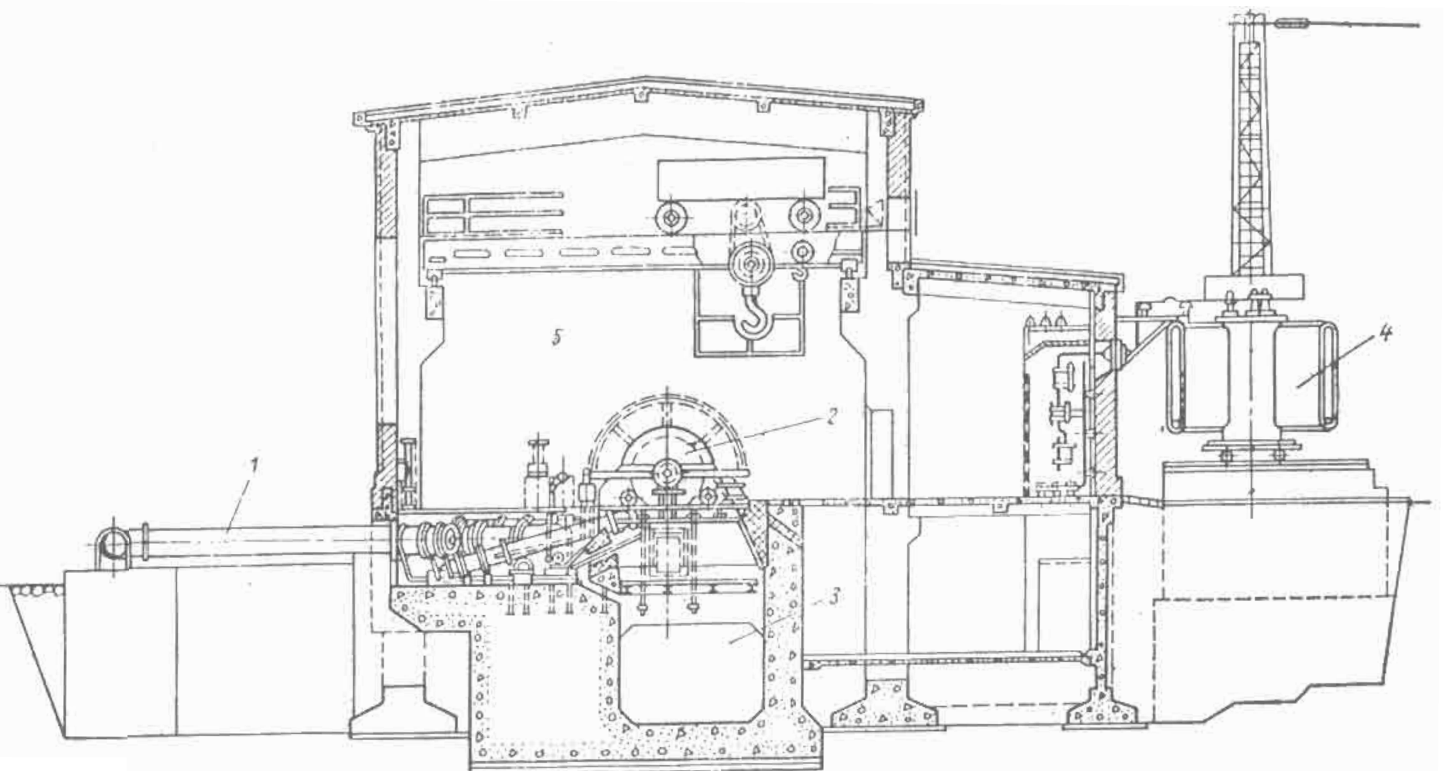


Hình 10.11. Toà nhà nhà máy thuỷ điện đặt ở phía sau đập

1. Gian máy; 2. Máy phát điện; 3. Buồng xoắn; 4. Ống hút; 5. Ống vào tuabin; 6. Cửa nhận nước; 7. Lưới; 8. Cửa tấm phẳng; 9. Cơ cấu nâng các băng điện; 10. Dây dẫn đến trạm biến áp; 11. Cầu trục.

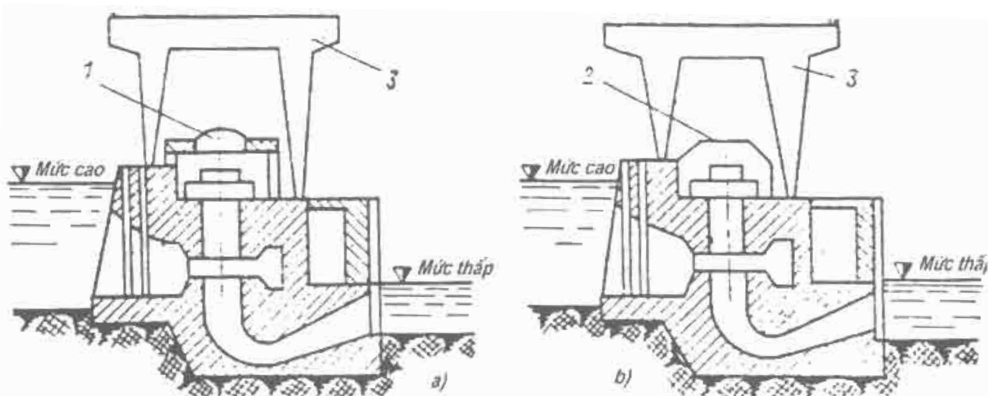
Tuỳ thuộc vào vị trí trục của tổ máy, người ta phân biệt toà nhà với các tổ máy đứng và nằm; loại nằm ngày nay chủ yếu được sử dụng ở các nhà máy thuỷ điện với cột nước 10 ÷ 15 m.

Điểm chung cho tất cả các kiểu toà nhà nhà máy thuỷ điện trước hết là mặt bằng lắp ráp được bố trí ở cuối toà nhà gần bờ sông và được chính các cần cẩu như ở gian máy phục vụ. Ở mức sàn mặt bằng lắp ráp, người ta làm đường sắt phụ để đưa thiết bị vào gian máy.



Hình 10.12. Toà nhà nhà máy thuỷ điện kiểu có đường dẫn nước vào tuabin với tuabin kiểu gáo

1. Đường ống tuabin; 2. Tuabin nằm ngang; 3. Kênh dẫn ra; 4. Máy biến áp nâng; 5. Gian máy.



Hình 10.13. Các toà nhà nhà máy thuỷ điện với việc bố trí thiết bị nâng bên ngoài
a) kiểu nửa hở; b) kiểu hở
1. Mái che có thể tháo ra; 2. Vòm che riêng; 3. Cầu trục kiểu con dê

Trong toà nhà nhà máy thuỷ điện bố trí hàng loạt các buồng phụ trợ, trong đó có: buồng vận hành sản xuất, sản xuất, quản trị kinh doanh, sinh hoạt...

Các buồng vận hành sản xuất bao gồm: Các buồng thiết bị phân phối điện điện áp máy phát điện, tự dùng xoay chiều và một chiều, bản điều khiển ...

Trong toà nhà nhà máy thuỷ điện cũng bố trí nhiều thiết trí phụ trợ khác nhau như các thiết bị cung cấp nước kỹ thuật và cứu hoả cho các máy phát điện: làm khô các buồng xoắn và các ống hút; hệ thống nhà dầu, thiết trí tiêu nước, các thiết bị đo lường điều khiển ...

Tuỳ theo công suất của nhà máy thuỷ điện và số lượng các tổ máy, người ta xác định thành phần và diện tích các buồng phụ trợ (nhà sửa chữa cơ khí, phòng thí nghiệm và các phòng dịch vụ khác).

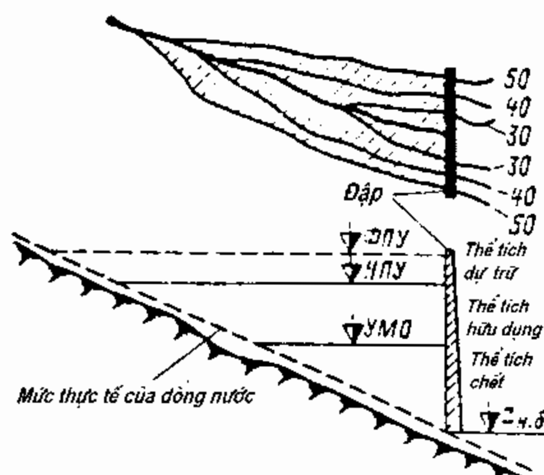
Ở phần dưới của toà nhà nhà máy thuỷ điện bố trí các buồng xoắn của tuabin, stato, các thiết bị hướng dòng và các bánh công tác của tuabin, các ống hút, các hầm tuabin và các tầng tuabin, hành lang phục vụ, buồng đặt thiết bị phụ, bơm nước đọng ...

10.4. HỒ CHỨA, MỨC THẤP VÀ CÁC ĐẶC TÍNH CỦA CHÚNG

Công dụng chính của hồ chứa ở các nhà máy thuỷ điện là biến đổi chế độ tự nhiên, không đồng đều của dòng sông thành chế độ cần thiết cho các ngành

kinh tế riêng biệt, thí dụ cho ngành năng lượng. Ngoài ra trong một số trường hợp hồ chứa còn có mục đích chống lụt ở mức nước thấp trong thời kỳ lũ. Trong những trường hợp đó lượng nước nhất định được giữ lại trong hồ chứa, nhờ đó lưu lượng nước ở mức nước thấp trở nên nhỏ hơn nhiều so với lưu lượng tự nhiên của nước lũ.

Các hồ chứa được tạo ra bằng cách thiết trí trên các dòng sông hoặc các dòng nước khác những đập để dâng nước và tạo ra dung tích cần thiết của hồ chứa (hình 10.14). Trên hình dùng các số để ký hiệu các đường đồng mức của bề mặt địa hình.



Hình 10.14. Sơ đồ hồ chứa

Giới hạn trên của mức nước tại đó nhà máy thuỷ điện và các công trình đầu mối hoạt động lâu dài với việc tuân thủ các dự trữ bình thường về độ tin cậy do các điều kiện kỹ thuật quy định được gọi là *mức dâng bình thường*. Thể tích hồ chứa với mức nước đó mang tên *thể tích đầy* và được ký hiệu V_D.

Giới hạn dưới hoặc mức thể tích chết được xác định bởi các điều kiện về thông số tính toán thu được đối với nhà máy thuỷ điện. Thể tích tương ứng gọi là thể tích chết và được ký hiệu V_C.

Hiệu số giữa thể tích đầy và thể tích chết là *thể tích hữu dụng* (V_{HD}) của hồ chứa.

$$V_{HD} = V_D - V_C$$

Thể tích này được sử dụng để điều chỉnh lưu lượng dòng chảy.

Khi xả nước lũ sự cố thường cho phép dâng cao nhất thời mức nước trong hồ chứa tới độ cao được gọi là mức dâng tăng cường.

Thể tích của hồ chứa giữa các độ cao mức dâng bình thường và mức dâng tăng cường được gọi là thể tích dự trữ và được sử dụng để cắt lũ.

Cho đến tận ngày nay người ta vẫn cho rằng bề mặt nước trong hồ chứa theo suốt chiều dài của nó là mặt phẳng nằm ngang tạo ra thể tích tĩnh của hồ chứa. Rõ ràng là điều đó chỉ có thể trong trường hợp khi không có nước về hồ. Vì trong thực tế luôn luôn có nước về hồ nên nói một cách chính xác là mặt nước theo suốt chiều dài của hồ không phải là nằm ngang. Điều đó đặc biệt liên quan đến "phần đuôi" của hồ nơi mà đường cong của mặt nước tự do là *đường cong cốt nước* định rõ đặc tính thay đổi mức bề mặt nước theo chiều dài dòng chảy. Thể tích được tạo ra là thể tích động của hồ chứa (hình 10.15). Trị số thể tích đó được xác định chủ yếu bằng trị số lưu lượng nước về và trong thời kỳ lũ có thể rất đáng kể.

Trong các tính toán thuỷ năng, người ta sử dụng phổ biến các đồ thị phụ thuộc khác nhau phản ánh các mối liên hệ hàm số giữa các thông số khác nhau của hồ chứa (gọi là các đặc tính của hồ chứa). Trong số các đặc tính đó trước hết phải kể đến đặc tính về địa hình (trắc đạc), đặc tính này có thể có hai dạng: tĩnh và động.

Đặc tính tĩnh bao gồm hai đường cong. Đường cong thứ nhất - sự phụ thuộc của các độ cao mực nước vào có thể tích của hồ chứa Z_{mc}[1] = $Z_{mc}(V)$ và thông thường được gọi là *đường cong thể tích.* Đặc tính thứ hai phản ánh mối liên hệ giữa các độ cao của mức nước và diện tích của gương nước hồ chứa $Z_{mc} = Z_{mc}(F)$. Đặc tính này gọi là *đường cong diện tích.*

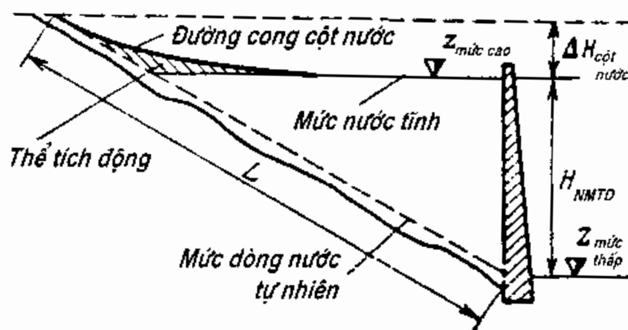
Cả hai đặc tính (hình 10.16) thu được nhờ kết quả xử lý các bản đồ địa hình của khu vực.

Khi tính đến dung tích động như đã nêu trên, thể tích của hồ chứa ở độ cao mức nước cho trước ở cánh cửa đập sẽ được xác định bởi lượng nước về

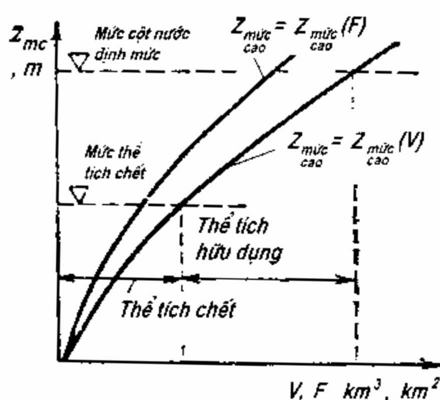
---

[1] Z^*_{mc} độ cao mực nước cao (m.c. mức cao)

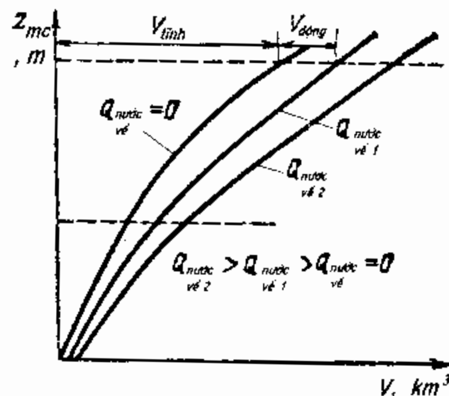
hồ. Vì thế sự phụ thuộc giữa các trị số mức nước và thể tích của hồ chứa sẽ có tính chất khác, bởi vì sẽ là hàm số của hai biến số $Z_{mc} = Z_{mc}(V, Q^{*}_{VN})$.



Hình 10.15. Dung tích động của hồ chứa



Hình 10.16. Các đường cong thể tích tĩnh và diện tích của gương nước hồ chứa



Hình 10.17. Các đường cong thể tích động của hồ chứa

Những đường cong đó (hình 10.17) được gọi là các đường cong thể tích động để phân biệt với đường cong thể tích tĩnh biểu diễn trên hình 10.16 hoặc đường cong tương ứng với $Q_{NV} = 0$ [2].

Cũng có những đặc tính khác của hồ chứa mà ở đây không xét đến. Tất cả chúng là tài liệu ban đầu để tiến hành các tính toán thuỷ năng. Trong các tính toán loại này một trong các điều kiện tính toán chính xác là tuân thủ cân bằng nước của hồ chứa.

---

[2] Q_{NV} - Lưu lượng nước về hồ

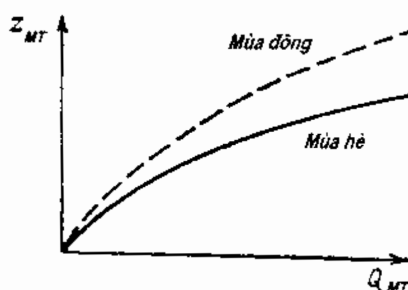
Ở dạng tổng quát, phương trình cân bằng nước của hồ chứa không có xả không tải sau một thời gian T nào đó có thể biểu diễn theo biểu thức sau:

$$W_{DC} = W_{NT} \pm \Delta V - W_{LR} + W_{TL} - W_{TT} \quad (10.2)$$

trong đó: W_{DC} - thể tích điều tiết dòng chảy, nghĩa là thể tích đã chảy qua cửa công trình đầu mối sau thời gian T (được gọi là hiệu suất), W_{NT} - thể tích nước về hồ chứa sau thời gian T (đối với nhà máy thuỷ điện đơn độc thì đó là thể tích nước về tự nhiên, đối với các nhà máy thuỷ điện bậc thang - đó là thể tích nước của nhà máy thuỷ điện trên xuống có tính đến lượng đưa về từ các nhánh giữa các nhà máy; ΔV - thể tích hồ chứa được sử dụng sau thời gian T (trong công thức dấu (-) thuộc về giai đoạn bổ sung nước vào hồ, dấu (+) thuộc giai đoạn tiêu hao nước từ hồ chứa); W_{LR} và W_{TL} - các trị số thể tích nước lấy ra và trả lại về hồ chứa sau thời gian T và thường đưa vào biểu thức trên cả những tổn thất do thấm, bốc hơi, âu tầu.

Chia từng số hạng của đẳng thức trên cho thời gian T thì điều kiện cân bằng dòng chảy có thể được biểu diễn qua các lưu lượng tương ứng.

Bây giờ hãy nghiên cứu đặc tính của mức thấp. Mực nước ở mức thấp của nhà máy thuỷ điện được xác định bởi lưu lượng đi qua các tuabin hoặc các công trình khác nào đó (âu tầu, xả tràn, xả ngầm) của nhà máy thuỷ điện.



Hình 10.18. Các đường cong liên hệ của mức thấp không có cột nước đối với mùa đông và mùa hè

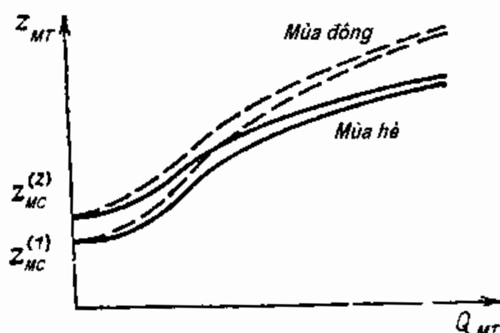
Với sự chuyển động đồng đều xác lập các mực nước ở mức thấp liên hệ một cách duy nhất với lưu lượng chảy qua. Mối liên hệ đó thông thường được xác định nhờ đường cong liên hệ phản ánh ở dạng đồ thị sự phụ thuộc của các mực nước vào lưu lượng ($Z_{MT} = Z_{MT}(Q_{MT})$). Đường cong đó được trình bày trên

(hình 10.18). Về mùa đông với lưu lượng thay đổi của nhà máy thuỷ điện ở mức thấp của nó trên các bờ tạo ra các tảng băng làm giảm tiết diện thực. Vì vậy ở cùng các độ cao của mực nước về mùa đông sẽ chảy qua lưu lượng thấp hơn so với mùa hè và đường cong liên hệ của mùa đông tương ứng cao hơn so với mùa hè.

Khi bố trí các nhà máy thuỷ điện theo bậc thang, nếu mức thấp của nhà máy thuỷ điện đang nghiên cứu (ký hiệu nhà máy thuỷ điện số *1*) được tựa ở độ cao bằng đập của nhà máy thuỷ điện nằm phía dưới (nhà máy thuỷ điện số *2*) thì trong sự phụ thuộc hàm số của mực nước mức thấp vào lưu lượng của nhà máy thuỷ điện *1* sẽ xuất hiện thêm một biến số - độ cao của mức cao hồ chứa của nhà máy thuỷ điện *2* - Z_{MC2} (hình 10.19). Trong trường hợp đó hàm số đang xem xét có dạng:

$$Z_{MT1} = Z_{MR1}(Q_{MT1}, Z_{MC2})$$

Khi chuyển động của nước ở mức thấp chưa được xác lập thì mối liên hệ giữa các độ cao mực nước và lưu lượng bị phá vỡ và việc xác định chúng phải được thực hiện trên máy tính.



Hình 10.19. Các đường cong liên hệ của mức thấp với cột nước đối với mùa đông và mùa hè

10.5. ĐIỀU TIẾT DÒNG CHẢY BẰNG CÁC HỒ CHỨA

Chế độ tự nhiên của lưu lượng dòng sông trong phần lớn các trường hợp thường không đồng đều. Thí dụ, các sông chảy ở vùng đồng bằng ở giai đoạn nước lớn thường chiếm tới 60 ÷ 70% lưu lượng nước cả năm chảy qua.

Phân phối lưu lượng như vậy tồn tại trong sự mâu thuẫn trầm trọng với phương thức sử dụng lưu lượng đó của phần lớn các hộ tiêu thụ. Thí dụ, nhà máy thuỷ điện có đặc thù không đồng đều đáng kể, thì lưu lượng dòng chảy của các con sông ở vùng đồng bằng trong một ngày đêm thường gần như không thay đổi. Cũng nhận thấy cả những mâu thuẫn giữa các hộ tiêu thụ nước không phải là ngành năng lượng.

Tất cả những điều đó dẫn đến sự tất yếu phải phân bố lại nguồn nước tự nhiên theo thời gian và theo lãnh thổ thông qua việc điều tiết dòng chảy bằng các hồ chứa, trong đó lưu lượng nước về tự nhiên dư thừa, khi mà lượng nước đó vượt nhu cầu của các hộ tiêu thụ và tiêu dùng khi nhu cầu đó lớn hơn lượng nước về.

Vì vậy, quá trình phân bố lại bằng các hồ chứa là sự điều tiết lưu lượng dòng chảy.

Mức độ về khả năng điều tiết lưu lượng được xác định bằng dung tích tương đối của hồ chứa (bằng hệ số dung tích β). Hệ số đó được xác định bằng tỷ số giữa thể tích hữu dụng của hồ chứa V_{HD} với thể tích trung bình của lưu lượng một năm W_0 ở cửa đập sau giai đoạn nhiều năm:

$$\beta = \frac{V_{HD}}{W_0} \tag{10.4}$$

Người ta phân biệt điều tiết thủy năng và thuỷ lợi. Điều tiết thuỷ năng thực hiện việc phân bố lại lưu lượng dòng chảy cho các mục tiêu năng lượng. Công suất của nhà máy thuỷ điện là hàm số của không chỉ lưu lượng, mà cả cột nước, vì vậy quá trình điều tiết thuỷ năng gắn liền với việc tính toán đến yếu tố này và yếu tố khác cho phép cuối cùng nhận được phương thức công suất của nhà máy thuỷ điện đúng yêu cầu và từ đó cả phương thức sản xuất điện năng. Trong điều tiết thủy lợi, cột nước không phải là thông số điều chỉnh và chỉ phân bổ lại lưu lượng, đó là điểm khác biệt chủ yếu giữa điều tiết thuỷ năng với điều tiết thuỷ lợi.

Phương thức công suất của nhà máy thuỷ điện và phương thức sản lượng điện năng không chỉ xuất phát từ nhu cầu của các hộ tiêu thụ mà còn xuất phát từ chỗ thoả mãn các nhu cầu đó một cách kinh tế. Vì vậy việc điều tiết thuỷ lợi

không tách rời khỏi sự xác định các phương thức tối ưu của nhà máy thuỷ điện hoặc nhóm các nhà máy điện vận hành song song với chúng.

Khi sử dụng tổng hợp nguồn nước (xem mục 10.6) cho cả các mục tiêu năng lượng cũng như các mục tiêu không phải năng lượng, cần thực hiện việc điều tiết tổng hợp, nghĩa là cột nước và lưu lượng cho nhà máy thuỷ điện và chỉ lưu lượng đối với các hộ sử dụng nước và các hộ tiêu thụ nước khác.

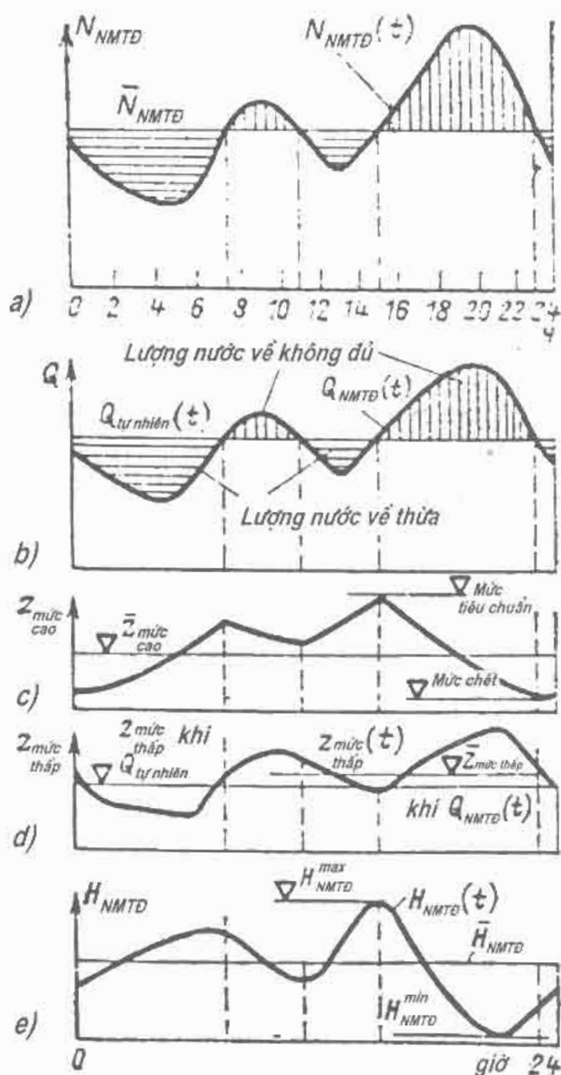
Ở bất cứ dạng điều tiết nào thì các hộ tiêu thụ nước ở một số giai đoạn hoạt động với lưu lượng nước vượt lượng nước về, còn ở các giai đoạn khác tiêu thụ nước ít hơn lượng nước về. Trong trường hợp thứ nhất xảy ra sự tiêu hao hồ chứa, còn trong trường hợp thứ hai - làm đầy hồ chứa.

Khoảng thời gian từ bắt đầu một giai đoạn nào đó tiêu hao hồ chứa tới bắt đầu giai đoạn tiếp theo cho đến thời điểm làm đầy hồ được gọi là chu trình điều tiết. Độ dài thời gian của chu trình điều tiết xác định tính biến thể của nó, theo đó người ta phân biệt sự điều tiết ngắn hạn và dài hạn.

Điều tiết ngắn hạn bao gồm điều tiết ngày đêm, điều tiết tuần, còn điều tiết dài hạn - mùa, năm và nhiều năm. Chúng ta hãy xem xét từng dạng điều tiết.

Điều tiết ngày đêm: Như đã nêu trên, các lưu lượng tự nhiên của nhiều sông $Q_{\delta}(t)$ trong suốt 1 ngày đêm thực tế là không thay đổi. Ngoại lệ chỉ là các giai đoạn nước lớn và lũ. Trong giai đoạn nước lớn phương thức vận hành nhà máy thuỷ điện có bức tranh ngược lại và theo thường lệ, là không thay đổi, nhưng thời gian còn lại, thay đổi đột ngột (hình 10.20a). Do đó lưu lượng qua các tuabin của nhà máy thuỷ điện ($Q_{NMTĐ}$) khi phương thức của nó thay đổi, cũng sẽ biến đổi từ 0 đến khả năng lưu thông.

Kết quả là trong suốt thời gian nào đó của ngày đêm (hình 10.20b) có lượng nước về thừa, và thời gian khác lượng nước về thiếu. Do đó sự *điều tiết ngày đêm là vào những giờ phụ tải thấp của nhà máy thuỷ điện (hình 10.20a) dự trữ trong hồ chứa lượng nước về thừa, còn vào những giờ phụ tải cao sẽ tiêu hao lượng nước về thừa đó*. Nếu thể tích hồ chứa đủ để lưu lại toàn bộ nước về thừa trong những giờ phụ tải thấp thì lượng nước về đó khi không có những hạn chế về phương thức của nhà máy thuỷ điện có thể được sử dụng để tăng công suất vào những giờ cao điểm phụ tải của các hộ tiêu thụ.



Hình 10.20. Đồ thị về sự thay đổi của các thông số chính của nhà máy thuỷ điện trong sự điều tiết ngày đêm

Hiệu quả đó cho phép nâng cao sự tham gia của nhà máy thuỷ điện để phủ đỉnh phụ tải, nhờ đó khi nhà máy thuỷ điện vận hành trong hệ thống điện, thứ nhất, không cần phải có trùng lắp công suất dự phòng cho nó, và thứ hai, tạo ra điều kiện thuận lợi hơn cho phương thức vận hành các nhà máy nhiệt điện, do đó tiết kiệm được nhiên liệu tương ứng. Tuy nhiên hiệu quả đó không đi kèm

với việc tăng sản lượng điện năng. Ngược lại, sản lượng điện năng trong trường hợp điều tiết ngày đêm sẽ nhỏ hơn sản lượng điện năng do nhà máy thuỷ điện phát ra với phương thức tự nhiên của dòng chảy, nghĩa là không có điều tiết.

Điều đó là hệ quả của một thực tế: mực nước trung bình ngày đêm ở mức thấp với chế độ chưa xác lập sẽ luôn luôn cao hơn khi lưu lượng dòng chảy tự nhiên không đổi, được xác định bằng Q_s (hình 10.20e). Ngoài ra mực nước trung bình ngày đêm của mức cao Z_{MC} (hình 10.20e) sẽ luôn luôn thấp hơn mực nước mà nhà máy thuỷ điện vận hành không điều tiết, nghĩa là với lưu lượng tự nhiên ở mức dâng bình thường. Điều đó cũng được khẳng định bằng đồ thị về sự thay đổi cột nước $H_{NMTD}(t)$ được trình bày trên hình 10.20e. Ở đây H tương ứng cột nước được xác định như hiệu số của các mức nước trung bình của Z_{MC} và Z_{MT} với $Q_{NMTD}(t)$.

Tổn thất của sự điều tiết ngày đêm phụ thuộc trước hết vào trị số cột nước được sử dụng. Cột nước càng thấp thì các tổn thất đó càng bị ảnh hưởng và đối với các nhà máy thuỷ điện cột nước thấp các tổn thất đó đạt tới 3 đến 4% sản lượng điện một ngày đêm khi nhà máy thuỷ điện vận hành với lưu lượng tự nhiên.

Theo mức độ tăng lưu lượng ngày đêm phương thức vận hành của nhà máy thuỷ điện sẽ bằng phẳng hơn và cuối cùng có thể đạt được một trạng thái là nhà máy thuỷ điện cả 24 giờ sẽ vận hành với toàn bộ công suất đặt hoặc công suất khả dụng, nghĩa là ở phần đáy của biểu đồ phụ tải. Lưu lượng tự nhiên tiếp tục tăng sẽ dẫn đến sự tất yếu của việc xả không tải lượng nước thừa không qua tuabin và mực nước ở mức thấp trong trường hợp đó sẽ tăng lên (xem hình 10.18), cột nước bị thấp đi và cùng với tình huống đó là công suất của nhà máy thuỷ điện bị giảm đi và đối với các nhà máy thuỷ điện cột nước thấp và trung bình công suất sẽ thấp hơn đáng kể so với công suất đặt.

Khi thực hiện việc điều tiết ngày đêm có thể xảy ra các hạn chế khác nhau đặt ra đối với các phương thức của nhà máy thuỷ điện bởi các thành viên không phải là năng lượng trong tổ hợp. Thí dụ khi không có cột nước ở mức thấp từ phía nhà máy thuỷ điện nằm phía dưới thì vận tải thuỷ có thể đặt ra các yêu cầu đảm bảo các độ sâu cần thiết cho tầu thuyền qua lại trong suốt 24 giờ và kể cả về các tốc độ cho phép của dòng chảy khi đi vào âu tầu.

Các yêu cầu tương tự về duy trì độ sâu cần thiết cũng được các hộ tiêu thụ nước đặt ra (tưới, cung cấp nước cho công nghiệp và sinh hoạt). Để thoả mãn những yêu cầu đó người ta tiến hành xả những lưu lượng nước nhất định xuống mức thấp, gọi là *lưu lượng đáy*. Cuối cùng, đôi khi phát sinh các hạn chế về chế độ vận hành của các tuabin nhà máy thuỷ điện (thông thường khi phụ tải không lớn) về các điều kiện xâm thực (xem mục 9.5), vì không được phép kéo dài tình trạng đó. Các hạn chế trong điều tiết ngày đêm đôi khi xảy ra do không đủ dung lượng của hồ chứa.

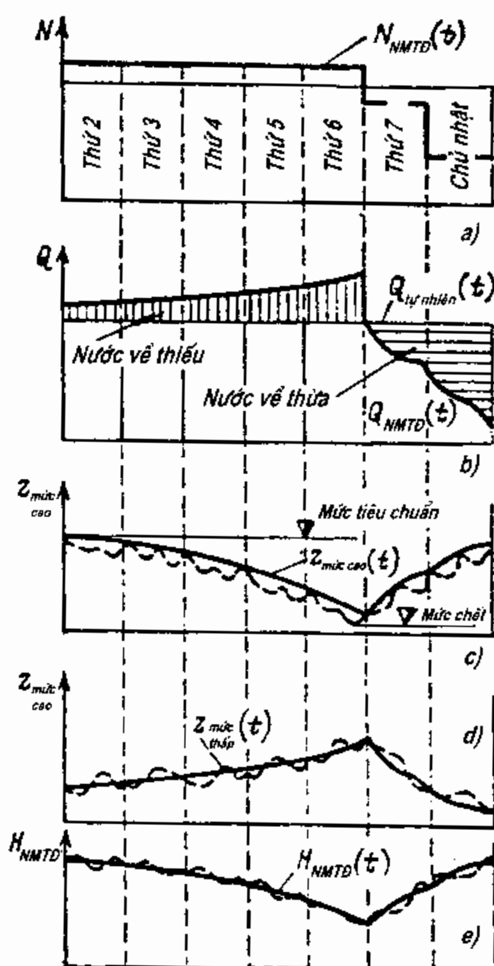
Việc khắc phục những hạn chế nêu trên thông thường dẫn tới giảm hiệu quả kinh tế năng lượng trong vận hành nhà máy thuỷ điện. Tuy nhiên khi sử dụng tổng hợp nguồn nước thì sự giảm sút đó hoàn toàn được bù đắp xét về quan điểm nền kinh tế quốc dân nói chung.

Thể tích hồ chứa cần thiết cho việc điều tiết ngày đêm thường không lớn và chỉ bằng gần nửa thể tích dòng chảy 1 ngày đêm của năm tính toán ít nước.

Điều tiết tuần: Vào những ngày không làm việc của tuần lễ yêu cầu phụ tải giảm đột ngột (đặc biệt vào chủ nhật). Vào thời gian đó nhà máy thuỷ điện cũng có thể giảm công suất phát tới trị số nhỏ hơn công suất phát điện bằng lưu lượng tự nhiên. Lượng nước dư có thể được sử dụng để làm đầy hồ chứa đã tiêu thụ trong những ngày làm việc của tuần lễ. Điều đó được trình bày trên hình 10.21b, tại đó để đơn giản giả định rằng lưu lượng tự nhiên như thường có trong những thời kỳ ít nước về, trong suốt tuần lễ thực tế không thay đổi, phụ tải của các hộ tiêu thụ điện trong những ngày làm việc thực tế là như nhau và trong tuần lễ có 2 ngày nghỉ (hình 10.21a). Dễ hiểu là thực chất tình trạng sẽ không thay đổi nếu phụ tải của hệ thống vào những ngày làm việc và lượng nước về hồ sẽ không thay đổi.

Do đó điều tiết tuần đảm bảo được sự tiêu thụ nước không đồng đều bởi nhà máy thuỷ điện trong suốt tuần lễ tương ứng với các dao động phụ tải của các hộ tiêu thụ điện trong tuần. Nếu hồ chứa đồng thời được sử dụng cho cả điều tiết ngày đêm thì trong hồ sẽ phát hiện thấy sự dao động các mực nước của các mức cao và thấp (đường nét đứt trên hình 10.21c và e). Tuy nhiên trong trường hợp đó sẽ không có chu trình khép kín của điều tiết ngày đêm bởi vì mực nước hồ vào cuối mỗi ngày làm việc sẽ thấp đi. Thời hạn của mỗi chu

trình dao động toàn phần của mực nước ở mức cao trong trường hợp đó (hình 10.21c) sẽ bằng một tuần lễ.



Hình 10.21. Đồ thị về sự thay đổi các thông số chính của nhà máy thuỷ điện trong điều tiết tuần

a) $N_{NMTĐ}(t)$; b) $Q_{tunhien}(t)$; c) $Z_{MC}(t)$; d) $Z_{MT}(t)$; e) $H_{NMTĐ}(t)$

Trong điều tiết tuần cũng như điều tiết ngày đêm, có thể thực hiện được việc tăng công suất của nhà máy thuỷ điện so với công suất mà nhà máy đó phát ra khi vận hành với lưu lượng nước về tự nhiên. Tuy nhiên hiệu quả năng lượng thu được trong trường hợp đó do nhà máy thuỷ điện vận hành phần lớn

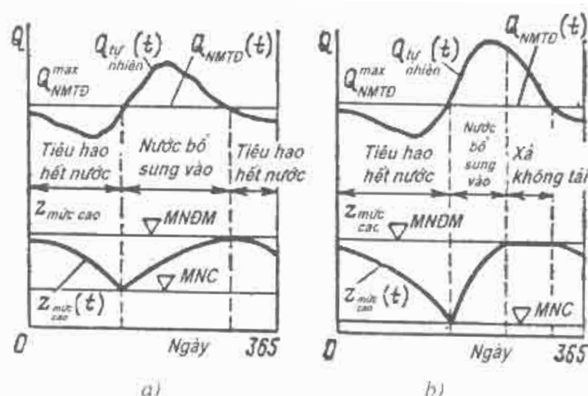
thời gian với các cột nước thấp (hình 10.21e) sẽ thấp hơn so với khi điều tiết ngày đêm. Đồng thời sản lượng điện năng một năm khi điều tiết tuần của nhà máy thuỷ điện sẽ cao hơn một chút (nhờ giảm được một phần xả không tải) so với nhà máy thuỷ điện điều tiết ngày đêm, bởi vì hồ chứa điều tiết tuần về thể tích lớn hơn so với hồ chứa điều tiết ngày đêm. Thông thường người ta tính toán để với 2 ngày nghỉ thì thể tích đó không vượt quá lượng nước về sau những ngày được coi là những ngày ít nước theo tính toán.

Khi tiến hành điều tiết tuần đối với chế độ tương ứng của nhà máy thuỷ điện cũng có thể đặt ra các hạn chế đủ loại khác nhau không những từ phía các ngành không phải là năng lượng của tổ hợp mà cả theo các điều kiện chế độ vận hành tuabin không bị xâm thực. Đương nhiên các hạn chế đó có thể giảm hiệu quả năng lượng của nhà máy thuỷ điện.

Vấn đề chung của điều tiết ngắn hạn là phân bố lại chế độ nước về ngày đêm và tuần tương đối đồng đều thành chế độ tiêu hao hồ chứa không đồng đều do nhà máy thuỷ điện.

Điều tiết năm: Chế độ thủy văn tự nhiên một năm của con sông thường có đặc điểm là rất không đồng đều và ở tình trạng mâu thuẫn với các yêu cầu của ngành năng lượng. Việc điều tiết năm để khắc phục mâu thuẫn đó bằng cách giữ lại (một phần hoặc toàn phần) nước trong hồ chứa vào thời kỳ nước lớn và sử dụng nước đó trong suốt thời kỳ ít nước cho phép tăng được công suất đảm bảo của nhà máy thuỷ điện và sản lượng điện năng của nhà máy so với nhà máy thuỷ điện điều tiết ngắn hạn nhờ giảm được (hoặc khắc phục được) xả nước vô ích vào thời kỳ nước lớn. Toàn bộ chu kỳ điều tiết trong trường hợp đó kéo dài 1 năm. Nếu sau khi tiêu hao lượng nước bổ sung tiếp theo vào hồ chứa mà vẫn còn những lần xả không tải thì việc điều tiết được gọi là theo mùa (không hoàn toàn điều tiết năm) khác với điều tiết năm (hoàn toàn), khi trong các điều kiện đảm bảo theo tính toán lưu lượng nước không có xả. Kể cả trong trường hợp điều tiết theo mùa cũng như điều tiết năm trong mỗi năm tiếp theo các chu trình tiêu hao và bổ sung hồ chứa sẽ được lặp lại.

Thể tích của hồ chứa điều tiết năm thông thường vào khoảng từ 2 đến 30% thể tích trung bình nhiều năm của lượng nước về hàng năm, nghĩa là β_{DN} = 0,02 ÷ 0,3.



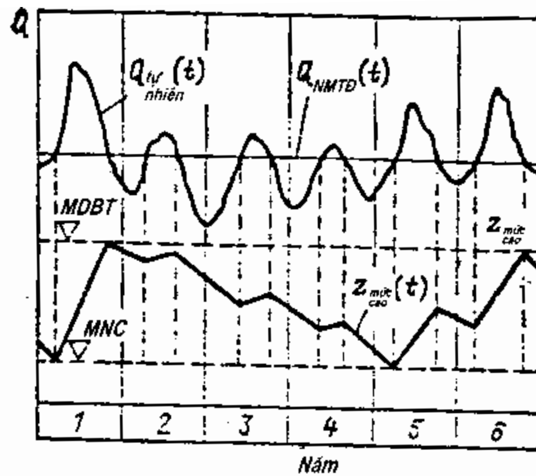
Hình 10.22. Sự thay đổi mực nước ở mức cao của nhà máy thuỷ điện
a) Khi điều tiết năm; b) Khi điều tiết mùa.

Hồ chứa điều tiết năm có thể đồng thời thực hiện điều tiết ngắn hạn (điều vẫn thường xảy ra) như điều tiết ngày đêm và điều tiết tuần.

Trên hình 10.22a trình bày sơ đồ chung của điều tiết năm, còn trên hình 10.22b - điều tiết mùa (có giai đoạn xả nước thừa). Trên hình trình bày các chế độ tương ứng của mức cao $Z_{MC}(t)$. Rõ ràng là trong những năm đặc biệt ít nước hoặc tiêu hao nước quá nhiều (vượt các trị số tính toán) trong trường hợp nhiều nước thì hồ chứa có thể không được bổ sung đầy đến mức dâng bình thường.

Dễ dàng thấy được sự thay đổi của Z_{MC}, $Q_{NMTĐ}$, Z_{MT} và $H_{NMTĐ}$ nếu việc điều tiết được tiến hành không phải với lưu lượng cố định $Q_{NMTĐ}$, mà căn cứ vào biểu đồ phụ tải của nhà máy thuỷ điện đã cho trước.

Điều tiết nhiều năm: Chu trình điều tiết kéo dài vài năm. Hồ chứa được làm đầy nước bằng lưu lượng dư một năm hoặc một số năm nhiều nước về và tiêu hao kiệt trong một số năm ít nước. Trong việc điều tiết đó mực nước hồ chứa vào cuối năm ít nước sẽ luôn thấp hơn so với đầu năm đó. Việc điều tiết năm sẽ hạn chế sự gia tăng lưu lượng của những năm ít nước. Đặc điểm của dạng điều tiết này là thời hạn của chu trình điều tiết không cố định. Trong trường hợp lượng tiêu thụ nước không thay đổi thì giai đoạn làm đầy nước và giai đoạn tiêu hao kiệt nước hồ chứa được xác định duy nhất bởi tình trạng thuỷ văn của từng năm. Trong trường hợp đó thể tích tương đối của hồ chứa càng lớn thì rõ ràng là càng hiếm khi thể tích đó được làm đầy đến mức dâng bình thường.



Hình 10.23. Sự thay đổi mức nước cao của nhà máy thuỷ điện khi điều tiết nhiều năm

Khi điều tiết nhiều năm, cũng như khi điều tiết năm, có thể nâng được công suất đảm bảo của nhà máy thuỷ điện và sản lượng điện năng do nhà máy thuỷ điện sản xuất ra (nhờ thực tế loại trừ triệt để các lần xả vô ích trong thời gian nước lớn) so với nhà máy thuỷ điện điều tiết năm và điều tiết ngắn hạn. Đương nhiên trong trường hợp đó hồ chứa có thể thực hiện bất kỳ loại điều tiết nào ngắn hạn hơn (hoặc kết hợp các loại điều tiết).

Người ta tính toán rằng, để hồ chứa nhà máy thuỷ điện có thể thực hiện điều tiết nhiều năm thì thể tích của nó phải ít nhất là 30 ÷ 50% thể tích lưu lượng nước về năm trung bình nhiều năm của dòng sông, nghĩa là $\beta_{DNN} = 0,3 \div 0,5$.

Trên hình 10.23 trình bày sơ đồ chung của điều tiết nhiều năm và đồ thị thay đổi mức nước cao. Rõ ràng chu kỳ làm đầy hồ chứa tuỳ thuộc vào tình trạng nước về của các năm có thể khác nhau. Vào thời kỳ đầu điều tiết, hồ chứa được làm đầy ngay từ năm đầu, sau khi tiêu hao kiệt cần phải 2 năm để làm đầy hồ chứa (ít nước hơn so với năm đầu).

Vì vậy khi điều tiết nhiều năm sự không đồng đều của lưu lượng nhiều năm và một năm sẽ giảm đi trong khi với điều tiết ngắn hạn sự không đồng đều của lưu lượng sau giai đoạn điều tiết (ngày đêm, tuần) sẽ tăng đột ngột.

Ngoài các loại điều tiết nêu trên, người ta còn phân biệt các loại điều tiết đặc biệt bao gồm cả điều tiết kiểu bậc thang.

10.6. ĐÁNH GIÁ TỔNG QUAN VÀ CỤC BỘ NGUỒN DỰ TRỮ THUỶ NĂNG

Sự phát triển của ngành thuỷ năng ở một số nước được thực hiện chủ yếu nhờ khai thác kiểu bậc thang các nguồn nước. Trong các điều kiện đó các nguồn thuỷ năng của các con sông riêng biệt, được sử dụng không phải ở một nhà máy thuỷ điện mà một số nhà máy thuỷ điện bố trí nối tiếp nhau kiểu bậc thang, trong đó có cả các nhà máy thuỷ điện kiểu đập, kiểu dẫn nước.

Thực tế cho thấy các sơ đồ bậc thang cho phép sử dụng tiềm năng của dòng sông triệt để hơn và kinh tế hơn, vì chúng giảm thiểu các tổn thất năng lượng của các dòng sông. Hiệu quả kinh tế năng lượng của sơ đồ bậc thang khi thiết kế được xác định bởi số lượng bậc thang và vị trí đặt của mỗi công trình đầu mối, xác định kích thước hồ chứa, cột nước, công suất và vốn đầu tư. Trong số các sơ đồ bậc thang liên kết lớn nhất ở Liên xô (cũ) phải kể đến Angara - Iegnisei, trong số đó nhà máy thuỷ điện Saiano - Shoushenskai đã hoàn tất xây lắp với công suất 6400 MW và nhà máy thuỷ điện Krasnoiarskaia - 6000 MW. Đó là sơ đồ bậc thang độc nhất vô nhị về các chỉ tiêu kinh tế năng lượng. Bậc thang liên kết lớn thứ hai là Voljsko - Kamski.

Hiệu quả kinh tế năng lượng của các sơ đồ bậc thang hiện hành với chế độ tự nhiên cho trước của dòng sông được xác định duy nhất bằng sự phân bổ tối ưu phụ tải của các nhà máy điện trong hệ thống điện và tính chất của các yêu cầu về nước từ phía các ngành kinh tế khác, trong đó các yêu cầu này phải được từng nhà máy thuỷ điện thực hiện.

Ngoài việc nâng cao hiệu quả năng lượng, các sơ đồ bậc thang cho phép nâng cao đáng kể hiệu quả sử dụng nguồn nước của các ngành kinh tế khác.

Việc sử dụng các nguồn nước đồng thời bởi một số ngành kinh tế quốc dân được gọi là khai thác tổng hợp.

Việc sử dụng tổng hợp đảm bảo hiệu quả kinh tế lớn từ công trình đầu mối so với việc sử dụng chúng chỉ ở một ngành kinh tế nào đó.

Các thành viên tham gia sử dụng tổng hợp tạo thành tổ hợp thuỷ lợi. Những thành viên tổ hợp thuỷ lợi sử dụng nước từ các nguồn nước đó được gọi là *hộ tiêu thụ nước*. Nước đó sau một khoảng thời gian, đôi khi khá lâu có thể lại đi vào vòng luân chuyển nước nhưng ở dòng nước khác hoặc một hồ chứa khác. Trong trường hợp đó nhiều hộ tiêu thụ nước trả nước về chất lượng khá xấu. Những hộ của tổ hợp trả lại toàn bộ hoặc gần như toàn bộ nước sau khi sử dụng với chất lượng giữ nguyên (thí dụ, các nhà máy thuỷ điện) hoặc hoàn toàn không lấy nước ra khỏi nguồn nước (thí dụ giao thông thuỷ) được gọi là các *hộ sử dụng nước*.

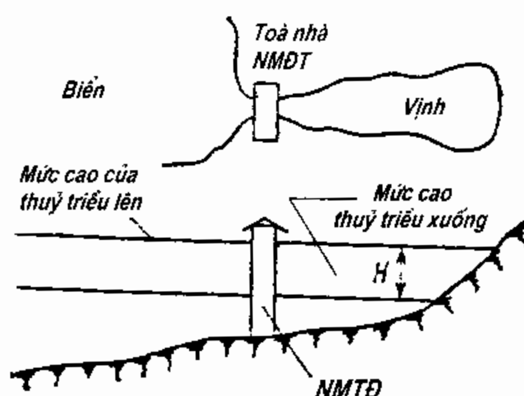
Mỗi loại sử dụng nước đề ra các yêu cầu của mình về chất lượng nước. Các yêu cầu đa dạng nhất do các quá trình công nghệ sản xuất buộc phải thực hiện thuộc về ngành công nghiệp. Đối với một số quá trình công nghệ các yêu cầu về chất lượng nước được đặt ra cao hơn so với nước sinh hoạt.

Việc duy trì chất lượng nước ở mức cần thiết để sử dụng cho các nhu cầu kinh doanh và sinh hoạt văn hoá cần phải được đảm bảo theo "Quy phạm bảo vệ các nguồn nước mặt khỏi ô nhiễm bởi các nguồn nước thải" do Cơ quan có thẩm quyền hoạch định. Quy phạm đó là bắt buộc đối với tất cả các loại tiêu thụ nước và việc thực hiện phải được kiểm soát bởi các bộ môn tương ứng của Cơ quan thanh tra chuyên ngành.

10.7. CÁC NHÀ MÁY ĐIỆN THUỶ TRIỀU

Năng lượng thuỷ triều có một vài ưu điểm hơn so với năng lượng của các con sông: Năng lượng không thay đổi trong giai đoạn một năm và nhiều năm, tuy nhiên thay đổi đáng kể trong suốt tháng theo chu kỳ MặtTrăng, (29,53 ngày đêm) tuỳ thuộc vào vị trí của Mặt Trăng và Mặt Trời so với điểm cho trước của Trái Đất, quyết định biên độ của thuỷ triều. Khó khăn trong việc ứng dụng năng lượng thuỷ triều là ở tính chất xung động ngắt quãng của nó trong suốt ngày đêm và công trình xây dựng nhà máy điện thuỷ triều khá tốn kém.

Những nhà máy điện thuỷ triều hiện đại sử dụng cả pha thuỷ triều lên cũng như pha thuỷ triều xuống. Hiện có những sơ đồ nhà máy điện thuỷ triều với một, hai, ba và hơn nữa bể chứa và sự hoạt động của các tổ máy chỉ theo một chiều hoặc cả hai chiều, nghĩa là khi nước biển di chuyển vào bể chứa và từ bể chứa ra biển.



Hình 10.24. Sơ đồ nhà máy điện thuỷ triều một bể chứa, hoạt động hai chiều

Ngày nay các nhà máy điện thuỷ triều một bể chứa hoạt động hai chiều được sử dụng phổ biến hơn cả. Những nhà máy điện thuỷ triều (thường sử dụng các tuabin thuận nghịch (khả hồi), có khả năng vận hành cả ở chế độ bơm, cũng như ở chế độ tuabin.

Nhà máy điện thuỷ triều lớn nhất hiện nay là Pense (Pháp) công suất 240 MW ở bờ biển La Manche với biên độ thuỷ triều lên 8,4 m. Trong toà nhà nhà máy điện thuỷ triều đặt 24 tổ máy thuận nghịch, nằm ngang, công suất mỗi tổ 10 MW.

Ở Liên Xô (cũ), trên bờ biển Kolsk đã xây dựng một nhà máy điện thuỷ triều thử nghiệm Kislogunbskaia công suất 400 MW. Đang nghiên cứu triển khai dự án nhà máy điện thuỷ triều Lumbovskaia trên bán đảo Kolak, nhà máy điện thuỷ triều Belomorskaia trên cửa sông Mezegni, nhà máy điện thuỷ triều Penjinskaia trên bờ biển Okhotsk và các nhà máy điện thuỷ triều khác. Công suất thiết kế của các nhà máy thuỷ điện dao động từ vài trăm kW đến vài nghìn kW.

PHẦN BỐN

VẬN HÀNH CÁC THIẾT BỊ NĂNG LƯỢNG

Chương 11

CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN, NHIỆT ĐIỆN, ĐIỆN NGUYÊN TỬ TRONG HỆ THỐNG NĂNG LƯỢNG

11.1. NHỮNG LUẬN ĐIỂM CHUNG

Các chế độ vận hành của nhà máy nhiệt điện (kể cả nhà máy điện nguyên tử) và nhà máy thuỷ điện được xác định bởi các biểu đồ phụ tải điện và nhiệt (ngày đêm, tuần, mùa và năm). Ảnh hưởng đáng kể đến các chế độ vận hành là các nhà máy thuỷ điện và các liên kết giữa các hệ thống năng lượng. Các khả năng và các hạn chế đặt lên các chế độ vận hành các nhà máy điện nguyên tử và nhà máy thuỷ điện định trước cho chế độ vận hành của một phần nhà máy nhiệt điện đốt nhiên liệu hữu cơ với các phương thức thay đổi. Phương thức thay đổi của các tổ máy nhà máy nhiệt điện theo công suất của chúng được thể hiện trong các chế độ sau đây: chế độ giảm tải (CG), chế độ ngừng - khởi động (CNK) và chế độ động cơ (CĐC).

Chế độ động cơ được hiểu là sự giảm tải toàn bộ theo công suất hữu công của tổ máy tuabin hơi và chuyển nó sang chế độ động cơ không cắt khỏi lưới điện với việc sử dụng một lượng điện năng nào đó từ hệ thống năng lượng (hoặc từ các máy phát điện đang vận hành cạnh đó). Để ngăn ngừa phát nhiệt phần truyền hơi của tuabin một lượng hơi thông số thấp được cung cấp cho

tuabin. Ưu điểm của chế độ này so với chế độ ngừng - khởi động và chế độ giảm tải ở chỗ có điều kiện tuỳ thuộc biểu đồ phụ tải điện trong thời gian ngắn nhất đưa phụ tải đến tối đa với độ tin cậy vận hành tuabin rất cao nhờ chế độ về nhiệt độ của phần truyền hơi tuabin thuận lợi hơn, đồng thời tiết kiệm phần nào tiêu hao nhiên liệu khả dĩ trong những giờ thấp điểm phụ tải ban đêm.

Trong đánh giá so sánh tính kinh tế của các chế độ giảm tải thiết bị có thể sử dụng các đặc tính năng lượng sau đây của các tổ máy tuabin hơi và các chế độ vận hành của chúng.

1. Sự phụ thuộc của lưu lượng hơi D (T/h) hoặc nhiên liệu B (T/h) vào công suất tổ máy ở chế độ giảm tải N như sau:

$$D_{CG} = D_{KT} + r_d N \quad (11.1)$$

$$B_{CG} = B_{KT} + r_b N \quad (11.2)$$

trong đó D_{KT}, B_{KT} - tiêu hao hơi hoặc nhiên liệu trong một giờ khi không tải ($N = 0$) của tổ máy; r_d, r_b - mức tăng tương đối về hơi hoặc nhiên liệu cho 1 kWh của mức tăng công suất.

2. Tiêu hao nhiên liệu khi ngừng và khởi động tới công suất định mức của tổ máy (chế độ ngừng - khởi động) ΔB_{CNK}.

3. Tiêu hao nhiên liệu để duy trì chế độ động cơ (CĐC):

$$B_{CĐC} = \Delta B_{CĐC} + \eta_{CĐC} \cdot \tau \quad (11.3)$$

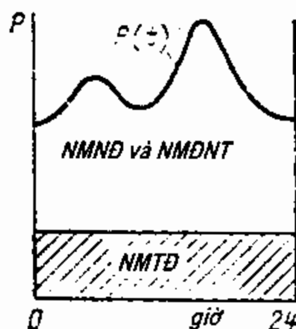
trong đó: $\Delta B_{CĐC} < \Delta B_{CNK}$ do ít thời gian hơn để nâng tải tổ máy trong chế độ động cơ so với chế độ ngừng - khởi động, $\beta_{CĐC}$ - tiêu hao nhiên liệu trong một giờ để duy trì chế độ động cơ, T/h, τ - thời gian tổ máy ở chế độ động cơ. $\beta_{CĐC}$ tính đến các chi phí nhiên liệu về mặt công nghệ để duy trì chế độ động cơ và chính là tiêu hao nhiên liệu cho việc sản xuất hơi để làm mát phần truyền hơi của tuabin và hệ thống chèn của nó, kể cả điện năng tiêu hao cho việc quay máy phát điện tuabin hơi và các thiết bị tự dùng.

Những nhà máy điện nguyên tử vận hành ở phần đáy của biểu đồ phụ tải bởi vì các đặc tính của chúng không cho phép sử dụng vào việc điều tiết công suất của hệ thống năng lượng.

Chế độ vận hành của nhà máy thuỷ điện trong hệ thống năng lượng, nếu không đặt ra những hạn chế nào đó, với cơ cấu cho trước của những tổ máy phát điện và biểu đồ phụ tải của hệ thống, trước hết được xác định bởi khả năng nước về trong giai đoạn đang xem xét và các điều kiện đạt được các chỉ tiêu kinh tế năng lượng tốt nhất cho hệ thống.

Chúng ta hãy xem xét các trường hợp chủ yếu sự tham gia của các nhà máy thuỷ điện trong cân bằng hệ thống năng lượng:

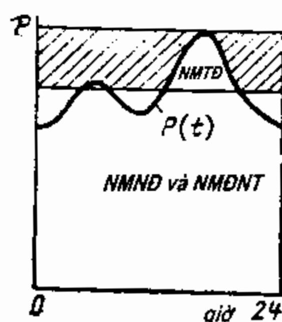
Nhà máy thuỷ điện không điều tiết - Đó là nhà máy thuỷ điện có hồ chứa không lớn, không cho phép tiến hành bất kỳ loại điều tiết nào, vận hành trong phương thức nước về bao nhiêu chạy bấy nhiêu (với Z_{MC} = mức dâng bình thường = const). Công suất của những nhà máy thuỷ điện tương tự vào bất cứ thời điểm nào được xác định bằng lưu lượng nước về tự nhiên. Những nhà máy thuỷ điện này phải vận hành ở phần đáy của biểu đồ phụ tải ngày đêm (hình 11.1), vì khi vận hành với cùng công suất đó ở phần đỉnh của biểu đồ không tránh khỏi xảy ra xả nước thừa không tải do đó tổn thất năng lượng không hợp lý. Số lượng điện năng bị mất trong trường hợp đó được xác định bởi diện tích gạch chéo của biểu đồ phụ tải trên hình 11.2.



Hình 11.1. Nhà máy thuỷ điện không điều tiết vận hành ở phần đáy của biểu đồ phụ tải ngày đêm

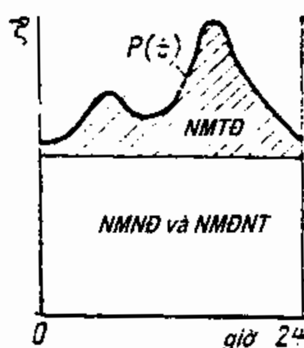
Việc xả nước không tải rõ ràng có thể xảy ra trong cả trường hợp khi vào những giờ thấp điểm phụ tải đêm đòi hỏi phải ngừng ngắn hạn các tổ máy nhiệt điện. Trong trường hợp đó tiêu hao nhiên liệu cho việc thao tác các tổ máy đó, chưa nói đến giảm độ tin cậy không tránh khỏi của chúng, có thể trở nên lớn hơn tiêu hao nhiên liệu nếu như thay vì ngừng các tổ máy nhiệt điện,

tiến hành ngừng các tổ máy của nhà máy thuỷ điện không điều tiết có công suất tương đương.



Hình 11.2. Nhà máy thuỷ điện không điều tiết vận hành ở phần đỉnh của biểu đồ phụ tải

Khi không điều tiết công suất công tác của nhà máy thuỷ điện với Q_{δ} = const và với chế độ vận hành đáy trong suốt ngày đêm là không đổi. Tuy nhiên công suất đó có thể như nhau cho tất cả các ngày đêm bởi vì các lưu lượng nước về tự nhiên trên sông thay đổi.



Hình 11.3. Nhà máy thuỷ điện vận hành với hồ chứa điều tiết ngày đêm

Nhà máy thuỷ điện với điều tiết ngày đêm:

Hợp lý nhất là bố trí ở phần đỉnh của biểu đồ phụ tải hệ thống năng lượng (hình 11.3).

Trong trường hợp đó các nhà máy nhiệt điện và nhà máy điện nguyên tử có điều kiện vận hành với phụ tải tương đối đồng đều, nghĩa là với các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật tốt nhất và tin cậy hơn.

Việc điều tiết ngày đêm cho phép tăng thêm một lượng công suất nào đó của nhà máy thuỷ điện so với các nhà máy thuỷ điện không điều tiết. Khi vận hành trong hệ thống năng lượng thường người ta đòi hỏi từ nhà máy thuỷ điện không chỉ phát công suất đỉnh tối đa có thể được mà đồng thời đảm bảo vận hành hệ thống năng lượng với các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật tốt nhất, điều đó nói chung tương đương với các chi phí vận hành (nhiên liệu) thấp nhất.

Đối với nhà máy thuỷ điện không điều tiết những yêu cầu đó không mâu thuẫn nhau, bởi vì nhà máy thuỷ điện đó vận hành ở phần đáy của biểu đồ phụ tải. Đối với nhà máy thuỷ điện có điều tiết ngày đêm không bị hạn chế thì vị trí trong biểu đồ phụ tải ngày đêm được xác định bởi điều kiện sử dụng triệt để lượng nước về ngày đêm và công suất công tác khả dĩ tối đa trong thời gian xảy ra đỉnh phụ tải.

Với lưu lượng tự nhiên bằng hoặc lớn hơn khả năng lưu thông tối đa của các tuabin nhà máy thuỷ điện thì vị trí của nó sẽ ở phần đáy của biểu đồ phụ tải, nếu không sẽ có những tổn thất năng lượng một cách vô ích do phải xả nước thừa.

Nếu nhà máy thuỷ điện có điều kiện điều tiết ngày đêm, hơn nữa, lại có thể điều tiết lâu dài, việc vận hành nó trong phần đáy của biểu đồ phụ tải chỉ có thể xảy ra trong những giai đoạn nước lớn. Trong toàn bộ thời gian còn lại chế độ vận hành tối ưu nhất được xác định không chỉ bởi lưu lượng nước về tự nhiên mà cả cơ cấu nguồn điện trong hệ thống năng lượng, biểu đồ phụ tải của nó, thể tích tương đối của hồ chứa và các hạn chế theo mùa mà các thành viên không phải năng lượng trong tổ hợp khuyến nghị. Chế độ đó tương ứng một vùng nhất định thuộc công tác vận hành nhà máy thuỷ điện trong biểu đồ phụ tải ngày đêm, vùng không hoàn hoàn bắt buộc phải là đỉnh điểm.

Tính linh hoạt cao của các tuabin thủy điện cho phép sử dụng các nhà máy thuỷ điện có khả năng thực hiện điều tiết ngày đêm làm chức năng dự phòng phụ tải. Đồng thời thiếu dung lượng của hồ chứa điều tiết ngày đêm không cho phép giao cho nhà máy thuỷ điện các dạng dự phòng khác, thí dụ: dự phòng sự cố và dự phòng sửa chữa.

Nhà máy thuỷ điện với điều tiết năm (mùa): Đối với nhà máy thuỷ điện này, đúng như mục 10.5, trong trường hợp tổng quát có những giai đoạn đặc

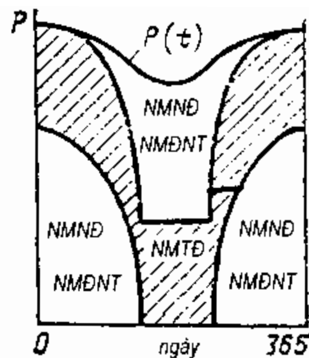
trưng sau: Tiêu hao kiệt hồ chứa, làm đầy hồ và xả lượng nước thừa (hình 10.22b).

Trong thời gian tiêu hao hồ chứa, nhà máy thuỷ điện điều tiết năm, cũng như nhà máy thuỷ điện điều tiết ngày đêm, thông thường được bố trí ở phần trên cùng của biểu đồ phụ tải và thực hiện điều tiết ngày đêm. Điều đó đặc biệt liên quan đến các hệ thống thiếu công suất đỉnh. Đồng thời tùy thuộc vào lượng nước về tự nhiên và các dự trữ nước hiện có trong hồ chứa, miền hoạt động của nhà máy thuỷ điện có thể hạ thấp xuống dưới và được xác định bởi các yêu cầu đạt tiêu chuẩn kinh tế này hay tiêu chuẩn kinh tế khác (xem mục 11.4).

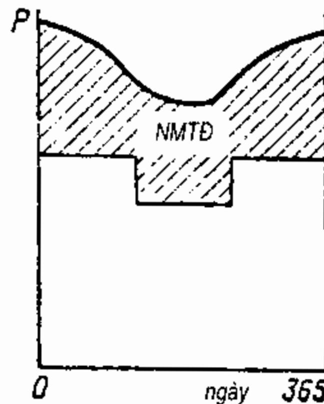
Trong thời gian dâng nước hồ chứa, vị trí của nhà máy thuỷ điện trong biểu đồ phụ tải của hệ thống được xác định bởi thể tích tương đối của hồ chứa và có thể ở phần trên cũng như ở phần dưới của biểu đồ phụ tải. Thể tích hữu dụng của hồ chứa càng nhỏ so với lưu lượng nước lớn thì lưu lượng nước có thể lưu thông qua tuabin càng lớn, do đó nhà máy thuỷ điện có thể phát công suất càng lớn và ở giới hạn nhà máy thuỷ điện có thể phát toàn bộ công suất đặt trong phần đáy biểu đồ phụ tải. Ngược lại, thể tích hồ chứa càng lớn trong trường hợp tổng quát lưu lượng nước về càng lớn thì nhà máy thuỷ điện càng phải hoàn trả cho việc làm đầy hồ và cùng với công suất nhỏ hơn (hoặc ít thời gian hơn) nhà máy sẽ có thể vận hành.

Nếu sau khi làm đầy hồ chứa lưu lượng nước về lớn hơn khả năng lưu thông tối đa của các tuabin nhà máy thuỷ điện Q^{max}_{NMTD} thì lượng nước thừa sẽ không tránh khỏi phải xả bỏ qua các cửa xả không tải, trong trường hợp đó sẽ tiến tới giai đoạn ba - giai đoạn xả không tải, trong thời gian đó để tránh các tổn thất năng lượng không hợp lý nhà máy thuỷ điện cần vận hành với công suất khả dĩ lớn nhất, đồng thời cần được bố trí ở phần đáy biểu đồ phụ tải. Do đó nhà máy thuỷ điện với hồ chứa điều tiết năm vận hành trong trường hợp này cũng như nhà máy thuỷ điện không điều tiết.

Trên hình 11.4 trình bày trường hợp điển hình của sự tham gia nhà máy thuỷ điện điều tiết năm trong việc thực hiện biểu đồ phụ tải của hệ thống năng lượng trong các điều kiện thủy văn gần với tính toán.



Hình 11.4. Nhà máy thuỷ điện điều tiết năm trong biểu đồ phụ tải một năm của hệ thống năng lượng.



Hình 11.5. Nhà máy thuỷ điện điều tiết nhiều năm trong biểu đồ phụ tải năm của hệ thống năng lượng.

Nhà máy thuỷ điện với điều tiết nhiều năm này có thể đồng thời tiến hành điều tiết năm và điều tiết ngày đêm. Vì vậy trong trường hợp tổng quát nó phải chiếm vị trí trên cao nhất của biểu đồ phụ tải của hệ thống năng lượng (hình 11.5). Chỉ vào những năm nhiều nước khi mà phần thể tích nhiều năm của hồ chứa đã được làm đầy, nhà máy thuỷ điện điều tiết nhiều năm có thể căn cứ theo tiêu chuẩn tối ưu hóa hiện hành sẽ được hạ xuống phần đáy của biểu đồ phụ tải. Trong những điều kiện đó nhà máy thuỷ điện sẽ vận hành giống như nhà máy thuỷ điện điều tiết năm. Nếu như năm nhiều nước đang đến gần khi thể tích hồ chứa nhiều năm đã tiêu hao kiệt thì lượng nước về thừa so với tính toán trước hết phải đưa vào dâng nước hồ chứa, mà không để tăng công suất của nhà máy thuỷ điện.

Ưu điểm lớn nhất của nhà máy thuỷ điện điều tiết nhiều năm chính là ở chỗ hồ chứa trong trường hợp đó cho phép tập trung cho nhà máy thuỷ điện tất cả các dạng dự phòng bắt đầu từ dự phòng phụ tải và kết thúc là dự phòng nền kinh tế.

11.2. PHÂN PHỐI PHỤ TẢI GIỮA CÁC TỔ MÁY VÀ CÁC KHỐI NĂNG LƯỢNG CỦA NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN

Phân phối hợp lý phụ tải giữa các tổ máy và các khối năng lượng của nhà máy thuỷ điện được giải quyết trên cơ sở sử dụng những đặc tính năng lượng của các thiết bị. Các đặc tính đó xác lập sự phụ thuộc giữa tiêu hao năng lượng, nhiệt, nhiên liệu cho tổ máy vào phụ tải của nó (nhiệt năng, điện năng).

Kết quả lời giải phụ thuộc chủ yếu vào dạng đặc tính năng lượng. Với dạng nhất định của đặc tính năng lượng (đặc tính thực đơn giản hóa) có thể có lời giải được diễn đạt thông thường như "Phương pháp các mức tăng tương đối riêng". Sơ bộ người ta lựa chọn cơ cấu các tổ máy đang vận hành mà giữa chúng cần phân phối phụ tải cho trước.

Chúng ta chấp nhận rằng đặc tính năng lượng được biểu diễn bằng hàm số, hàm số này cũng như đạo hàm của nó tăng liên tục cùng với sự gia tăng phụ tải, nói cách khác, đặc tính được biểu diễn bằng đường cong hướng phần lồi xuống dưới (hình 11.6).

Tiêu hao năng lượng nhiệt Q_i cho mỗi tổ máy trong số z tổ máy đang vận hành, tham gia vào sản xuất một tổng công suất cho trước N_c được biểu diễn bằng hàm số công suất của tổ máy N_i.

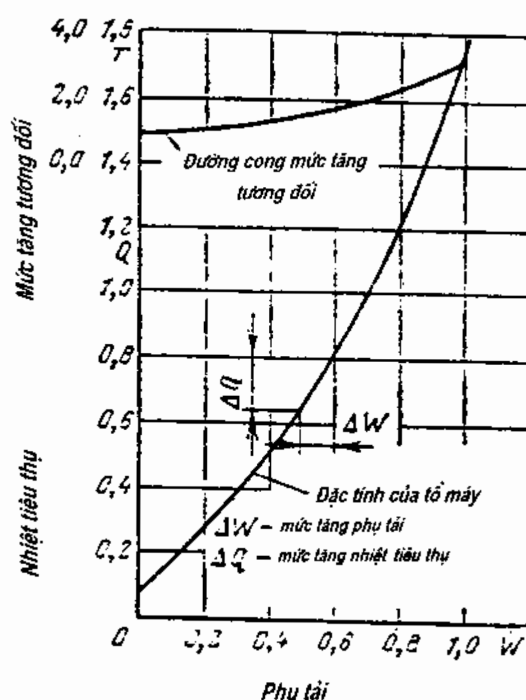
$$Q_i = f(N_i)$$

trong đó $i = 1, 2, 3, ..., z$ - số thứ tự của tổ máy, hoặc:

$$Q_1 = f(N_1);\ \ Q_2 = f(N_2)\ ;\ ...\ Q_z = f(N_z) \qquad (11.4)$$

Cần xác định tổng năng lượng tiêu hao tối thiểu (nhiệt năng):

$$Q_c = \sum_{i=1}^{i=z} Q_i = Q_1 + Q_2 + ... + Q_z \qquad (11.5)$$



Hình 11.6.

Với điều kiện là tổng phụ tải cho trước:

$$N_\Sigma = \sum_{i=1}^{i=z} N_i = N_1 + N_2 + \ldots + N_z, \qquad (11.6)$$

nghĩa là giải bài toán điểm cực trị quy ước, thí dụ bằng phương pháp Lagrange.

Hàm số cực trị:

$$F = Q_\Sigma = Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_z$$

Hàm số phụ bổ sung:

$$\varphi = N_\Sigma - N_1 - N_2 \ldots - N_z = 0$$

Hàm số quy ước Lagrange:

$$\Phi = F + \lambda\varphi$$

trong đó λ - nhân tố bất định, được loại bỏ trong quá trình giải bài toán.

Các đạo hàm riêng Φ theo các biến số độc lập N_1 được đưa về bằng 0:

$$\frac{\partial\Phi}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_1}{\partial N_1} - \lambda = 0$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_2}{\partial N_2} - \lambda = 0$$

...

$$\frac{\partial\Phi}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_z}{\partial N_z} - \lambda = 0$$

Từ hệ các đẳng thức đó ta tìm được:

$$\frac{\partial Q_1}{\partial N_1} = \frac{\partial Q_2}{\partial N_2} = ... = \frac{\partial Q_z}{\partial N_z}$$

hay

$$r_1 = r_2 = ... = r_z \qquad (11.7)$$

trong đó các trị số $r_i = \frac{\partial Q_i}{\partial N_i}$, nghĩa là r_1, r_2, ..., r_z - các mức tăng tương đối (riêng) tiêu thụ năng lượng (nhiệt).

Như vậy trong trường hợp lý thuyết sự phân phối kinh tế về phụ tải đáp ứng chi phí năng lượng tối thiểu (nhiệt) chúng ta thu được với điều kiện bằng nhau của các mức tăng tương đối (riêng) về tiêu hao năng lượng (nhiệt).

Bằng phương pháp đó áp dụng một cách thuận tiện ở dạng bảng hoặc đồ thị. Trong toàn bộ khoảng các thay đổi khả dĩ của các đại lượng r^l (l - chỉ số hiện tại) của các tổ máy khác nhau (các khối năng lượng) từ r^o đến r^n lựa chọn được một loạt các trị số r^1, r^{II} ... r^{n-1} và được xác định tương ứng các trị số đó r_1 công suất của các tổ máy riêng biệt. $N^o{}_1$, $N^l{}_1$, ..., N_1^n, N_2^0, N_2^1, ..., N_2^n và tổng công suất của chúng:

$$N_\Sigma^0 = \sum_{i=1}^{i=z} N_i^o \ ; \qquad N_\Sigma^l = \sum_{i=1}^{i=z} N_i^l$$

Bảng 11.1

Mẫu ghi các phụ tải khi phân phối chúng giữa các tổ máy vận hành song song

Đại lượng	Các trị số bằng số				
r^i	r^0	r^I	r^{II}	...	r^n
ω^i_1	ω^0_1	ω^I_1	ω^{II}_1	...	ω^n_1
ω^i_2	ω^0_2	ω^I_2	ω^{II}_2	...	ω^n_2
...	...	...	...	...	...
ω^i_z	ω^0_z	ω^I_z	ω^{II}_z	...	ω^n_z
ω^i_c	ω^0_c	ω^I_c	ω^{II}_c	...	ω^n_c

Sử dụng bảng trên với trình tự ngược so với khi lập ra bảng đó, chính là xuất phát phụ tải chung cho trước N^d_c người ta xác định trực tiếp từ bảng những phụ tải tương ứng của các tổ máy riêng biệt N^d_1, N^d_2 ... N^d_z.

Khi cần thiết có thể nội suy trị số của các đại lượng tương ứng. Thay vì các bảng có thể xây dựng sự phụ thuộc của r vào N bằng đồ thị và tiến hành phân phối phụ tải theo đồ thị.

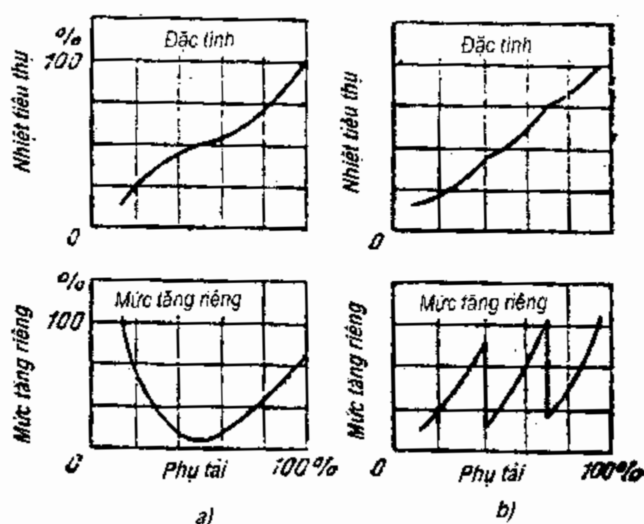
Khả năng áp dụng của phương pháp đó trong trường hợp các đặc tính với các trị số tiêu hao và mức tăng tương đối tăng dần (hình 11.6) có thể giải thích như sau:

Giả sử rằng trong trường hợp riêng hai tổ máy giống nhau có đặc tính loại nêu trên được mang tải như nhau. Chúng ra hãy thay đổi phụ tải của chúng trong khi duy trì tổng phụ tải không đổi sao cho công suất của một tổ máy tăng thêm ΔN_1, còn tổ máy thứ hai giảm đi $\Delta N_2 = \Delta N_1$.

Tiêu hao nhiệt cho tổ máy thứ nhất tăng thêm đại lượng Q_1 lớn hơn so với giảm tiêu hao nhiệt cho tổ máy thứ hai ΔQ_2 (bởi vì đại lượng r của các tổ máy tăng cùng với sự gia tăng phụ tải) và tổng tiêu hao nhiệt cho 2 tổ máy tăng thêm ΔQ_1 - ΔQ_2. Do đó những tổ máy này tốt nhất là cho mang tải như nhau.

Trong trường hợp đặc tính với mức tăng tương đối giảm dần (đặc tính hướng chỗ lồi lên trên), hợp lý nhất là tổng phụ tải chuyển cho một trong hai tổ máy giống nhau, còn tổ máy thứ hai giảm tải tương ứng bởi vì tiêu hao nhiệt

bổ sung cho tổ máy thứ nhất nhỏ hơn giảm tiêu hao nhiệt đối với tổ máy thứ hai, tổng tiêu hao nhiệt trong trường hợp đó giảm đi.

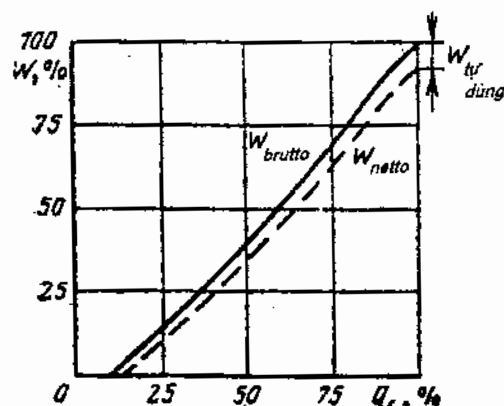


Hình 11.7. Sự phụ thuộc của mức tăng riêng vào dạng đặc tính tiêu hao
a- đường uốn cong; b- đường gẫy

Trường hợp đặc tính dốc thẳng, tổng tiêu hao nhiệt cho hai tổ máy là cố định, không phụ thuộc vào sự phân phối phụ tải giữa chúng, bởi vì tăng tiêu hao nhiệt cho một tổ máy được bù lại bằng sự giảm tiêu hao nhiệt cho tổ máy thứ hai (mức tăng tương đối là cố định trong vùng các phụ tải đó).

Trong thực tế các đặc tính có dạng phức tạp của các đường cong đôi khi có chỗ uốn cong hoặc chỗ gẫy; những đặc tính như vậy tương ứng với các trị số thay đổi đột ngột của mức tăng tương đối (hình 11.7a, b) và việc giải bài toán phân phối tối ưu phụ tải giữa các tổ máy và các nhà máy điện phải sử dụng máy tính điện tử.

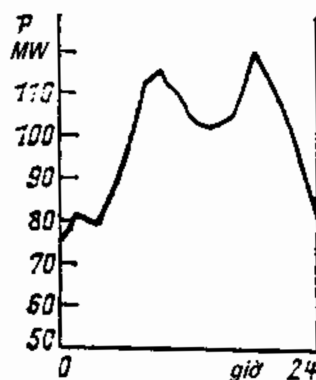
Khi phân phối các phụ tải giữa các tổ máy và các khối năng lượng cần sử dụng các đặc tính tiêu hao ròng (netto), khi đó trên trục hoành người ta đặt không phải công suất phát ra mà là công suất phát lên lưới $N_o = N - N_{TD}$, trong đó N_{TD} - công suất tự dùng. Như vậy những trị số nhất định của tiêu hao nhiệt trong đặc tính đó tương ứng với các trị số nhỏ nhất của công suất hữu dụng (hình 11.8).



Hình 11.8. Các đặc tính năng lượng brutto và netto

11.3. PHỦ ĐỈNH PHỤ TẢI

Phương thức tiêu thụ điện được đặc trưng bởi các biểu đồ phụ tải ngày đêm, tuần và năm. Tất cả các biểu đồ đó đối với phần lớn các hệ thống năng lượng hiện đại có đặc tính là rất không đồng đều.



Hình 11.9. Biểu đồ phụ tải ngày đêm về mùa đông của hệ thống năng lượng liên hợp

Các biểu đồ phụ tải ngày đêm của phần lớn hệ thống năng lượng có đặc điểm là tốc độ tăng phụ tải liên tục và đáng kể trong quá trình hình thành các đỉnh sáng và chiều. Thí dụ tốc độ nâng phụ tải trung bình giờ vào các giờ trước cao điểm (đỉnh) sáng của một số hệ thống năng lượng thuộc phần châu Âu của

Liên Xô (cũ) là 10 ÷ 15% trị số cực đại, tăng vào một số thời điểm tới 2 đến 3 lần. Cao điểm chiều tối về độ dài thời gian ngắn hơn so với sáng, tuy nhiên theo tốc độ hình thành khác biệt ít so với các điểm sáng, còn về trị số thông thường vượt, đôi khi đạt vào những ngày làm việc tới 25% trị số cực đại. Những điều nêu trên được minh họa trên hình 11.9. Biểu đồ phụ tải điển hình của một số hệ thống năng lượng liên hợp trong các ngày đông.

Sự không đồng đều nhất định cũng là đặc thù của các biểu đồ phụ tải tuần và năm. Hậu quả của nó là sự tất yếu phải ngừng hàng loạt các khối năng lượng vào những ngày nghỉ, lễ và khởi động tương ứng vào đêm của ngày làm việc tiếp theo, giảm phụ tải của các nhà máy thuỷ điện vào những thời kỳ và những năm ít nước.

Để phủ các biểu đồ phụ tải không đồng đều, các yêu cầu về tính linh hoạt cao hơn được đặt ra cho các thiết bị năng lượng.

Giải quyết vấn đề các đỉnh phụ tải có thể thực hiện nhờ tăng các khả năng linh hoạt của các hệ thống năng lượng hoặc bằng cách giảm bớt tính không đồng đều của biểu đồ phụ tải, hoặc cũng có thể kết hợp cả hai cách trên.

Khó khăn chủ yếu của việc nâng cao tính linh hoạt của các thiết bị năng lượng ngày nay là ở chỗ phần lớn các hệ thống năng lượng phát triển chủ yếu nhờ dựa vào vận hành các khối năng lượng hiệu suất cao công suất đơn vị 300, 500, 800 MW và hơn nữa với hơi thông số siêu tới hạn.

Kinh nghiệm cho thấy rằng, vận hành các tổ máy ở phương thức dao động chu trình thường xuyên của các ứng lực nhiệt và cơ làm tăng suất sự cố và giảm tuổi thọ của các khối máy. Ngoài ra vận hành trong phương thức thay đổi với các lần ngừng và khởi động thường xuyên đối với bất kỳ thiết bị cơ nhiệt nào, đặc biệt đối với các khối nhiệt điện sẽ làm giảm chỉ tiêu kinh tế. Thí dụ, cho rằng trung bình tiêu hao nhiên liệu cho khởi động các khối năng lượng là cho mỗi một giờ ngừng máy 2,5 ÷ 3% tiêu hao cho một giờ với toàn tải. Ngoài ra, vì chế độ các quá trình vật lý được xác lập hoàn toàn sẽ diễn ra 2 ÷ 3 giờ sau khi khởi động và mang tải nên trong trường hợp ngừng khối hàng ngày thì khối sẽ luôn luôn vận hành trong chế độ không ổn định, nghĩa là trong chế độ bất lợi về kinh tế với suất tiêu hao nhiên liệu lớn.

Tất cả điều đó trong chừng mực nhất định cũng là đặc thù của nhà máy điện nguyên tử chạy bằng nơtron nhiệt, về mặt lý thuyết có tính linh hoạt vận hành trong dải 70 ÷ 100% công suất định mức, nhưng thực tế không cho phép các chế độ không ổn định. Còn đối với các nhà máy điện nguyên tử chạy bằng nơtron nhanh thì việc sử dụng chúng trong phương thức thay đổi về điều kiện độ tin cậy và tính kinh tế là không được phép.

Trong một số hệ thống năng lượng, việc phủ đỉnh phụ tải một phần được thực hiện bằng cách tiến hành hàng loạt biện pháp về thích ứng các nhà máy điện nguyên tử cũ, hiệu suất thấp (với các thông số hơi thấp và trung bình) để vận hành trong phương thức thay đổi. Tuy nhiên phương pháp đó không có triển vọng, bởi vì cùng với sự phát triển của các hệ thống năng lượng nhờ xây dựng các nhà máy nhiệt điện chạy đáy và các nhà máy điện nguyên tử nên tỷ trọng các nhà máy nhiệt điện hiệu suất thấp với các liên hệ ngang về hơi sẽ không ngừng giảm đi. Số lượng chúng cũng sẽ giảm đi.

Ở nước ngoài các thiết bị linh hoạt đặc biệt để phủ đỉnh phụ tải đã được phát triển rộng. Trước hết đó là các tổ máy tuabin khí và tuabin khí hỗn hợp (TBKHH) trong đó kể cả các động cơ máy bay đã qua sử dụng và mới (xem chương 7) và kể cả các nhà máy nhiệt điện TBKHH công suất lớn, được xây dựng chuyên dùng tới 500 MW, đó là các khối với lò hơi có thông số hơi dưới tới hạn, với sơ đồ đơn giản hóa gia nhiệt nước cấp, có hiệu suất thấp hơn về sản xuất điện năng, nhưng lại rẻ và tin cậy hơn khi vận hành với phụ tải thay đổi và thường hay ngừng.

Tính linh hoạt của nhà máy thuỷ điện có khả năng điều tiết ngày là rõ ràng, tuy nhiên tỷ trọng của những nhà máy thuỷ điện này theo mức độ cạn kiệt dần các nguồn thủy năng sẽ không ngừng giảm đi.

Do tính không đồng đều của các biểu đồ phụ tải hệ thống năng lượng càng ngày càng gia tăng nên các nhà máy thuỷ điện càng di chuyển lên vùng đỉnh. Điều đó kéo theo sự giảm số giờ sử dụng công suất đặt.

Ở Liên Xô (cũ) ghi nhận một xu thế mở rộng các nhà máy thuỷ điện hiện hữu, điều đó cũng dẫn đến giảm số giờ sử dụng. Việc tăng công suất đặt trong trường hợp này là hợp lý do tăng được sử dụng lượng nước về: Về mùa ít nước nhà máy thuỷ điện tham gia tối đa vào phủ đỉnh, còn về mùa lũ tăng sản lượng

điện năng. Ngoài ra việc phát huy các chức năng mạnh của nhà máy thuỷ điện cho phép mở rộng hàng loạt các chức năng về phương thức khác của nó, trong đó cần nhấn mạnh trước hết là sử dụng công suất đỉnh để dự phòng linh hoạt bổ sung (tần suất và sự cố) của hệ thống năng lượng (đỡ cho phụ tải).

Về tính linh hoạt của các hệ thống năng lượng, ngoài cơ cấu nguồn điện, ảnh hưởng đáng kể là trọng huống của các liên hệ năng lượng như giữa các nút năng lượng riêng biệt cũng như giữa các hệ thống năng lượng riêng biệt. Những liên hệ chưa phát triển đầy đủ sẽ hạn chế khả năng của các "trào lưu công suất hỗ trợ nhau" và giảm tính linh hoạt của hệ thống năng lượng.

Được biết đến nhiều nhất và được sử dụng để phủ đỉnh là các nhà máy thủy điện tích năng, các thiết bị tuabin hơi, tuabin khí, tuabin khí hỗn hợp, diesel chạy phủ đỉnh. Ưu điểm chính của chúng ngoài tính linh hoạt cao là giá (đầu tư) 1 kW công suất đặt rẻ.

Các nhà máy điện phủ đỉnh phải có tính ổn định cao của các trạng thái công tác và không công tác của thiết bị, vượt qua nhanh chóng và an toàn cho vận hành các quá trình quá độ, trình độ tự động hóa cao cho tất cả các quá trình sản xuất, và cuối cùng là phải có các tổ máy đủ lớn để không làm xấu đi cơ cấu của toàn bộ ngành sản xuất năng lượng và không giảm đi hiệu quả sử dụng nhiên liệu.

Khó khăn và tính đặc thù của việc vượt qua thấp điểm phụ tải đêm đối với phần lớn các hệ thống năng lượng là vào thời gian ban đêm trong khoảng thông thường không quá 6 giờ tổng trị số công suất tối thiểu về kỹ thuật của các khối máy nhà máy nhiệt điện kiểu ngưng hơi, nhà máy điện nguyên tử và phụ tải điện của các trung tâm nhiệt điện (TTNĐ) về phương thức nhiệt không hiếm khi vượt trị số phụ tải đêm của các hệ thống năng lượng, mà việc ngừng trong khoảng thời gian đó số lượng cần thiết các khối máy là cực kỳ khó khăn, vì thời gian cần thiết cho việc ngừng và khởi động chúng thường vượt thời hạn của thấp điểm đêm. Tình trạng đó đặc biệt thể hiện rõ nét vào mùa đông bởi vì vào thời gian ban ngày khi vượt qua cao điểm phụ tải đòi hỏi công suất tối đa và do đó trong thời gian thấp điểm đêm sẽ phát hiện thấy công suất đó chênh lệch lớn với trị số phụ tải tối thiểu khả dĩ của các nhà máy nhiệt điện.

Để giảm nhẹ các điều kiện vượt qua thấp điểm phụ tải đêm cần phải hoặc là giảm phụ tải tối thiểu về kỹ thuật của các thiết bị nhiệt nhà máy nhiệt điện

kiểu ngưng hơi và phụ tải điện của các trung tâm nhiệt điện, hoặc tăng trong cùng thời gian đó phụ tải hữu dụng của hệ thống. Theo phương án thứ nhất trong hàng loạt hệ thống các trung tâm nhiệt điện có giảm áp hơi cho các hộ tiêu thụ nhiệt thực hiện. Với việc giảm phần nào tính kinh tế, điều đó cho phép giảm phụ tải điện đêm của các trung tâm nhiệt điện.

Phương án thứ hai theo đuổi việc giảm đỉnh điểm của chính biểu đồ phụ tải của hệ thống năng lượng. Với mục tiêu đó người ta đấu vào hệ thống trong giai đoạn thấp điểm phụ tải đêm các hộ tiêu thụ đặc biệt (thí dụ các lò đất đèn), cũng như đưa vào thực hiện bảng giá vi phân đối với điện năng, kích thích tiêu thụ nhiều điện năng vào các giờ đêm. Điều có ý nghĩa lớn là các trào lưu công suất hỗ trợ nhau giữa các hệ thống năng lượng nhờ sự lệch nhau về các múi giờ, kể cả pháp lệnh chuyển thời gian ±1 giờ theo mùa.

Các biểu giá nhiều thành phần, thí dụ: giá kép trong đó điện năng ban đêm theo một giá, còn ban ngày và chiều theo giá khác cao hơn, được sử dụng phổ biến ở các nước, tuy nhiên dù cho hiệu quả của biện pháp đó khá rõ nét, nhưng ở phần lớn trường hợp biện pháp đó chưa đủ mạnh để giảm nhẹ đáng kể vấn đề "đỉnh" phụ tải.

Phương pháp hiệu quả nhất để san bằng biểu đồ phụ tải là tích năng lượng vào những thời gian thấp điểm phụ tải và cung cấp năng lượng tích được vào các thời gian nhu cầu điện năng tăng cao. Trong vấn đề này triển vọng hơn là thủy điện tích năng.

Các chức năng quan trọng nhất của nhà máy thuỷ điện tích năng có thể tóm tắt như sau:

1) Nhà máy thuỷ điện tích năng thường vận hành ở chế độ hai chu kỳ và thực hiện vai trò hộ tiêu thụ - điều tiết, nâng cao hệ số sử dụng công suất của các nhà máy nhiệt điện và đảm bảo chế độ đồng đều hơn cho vận hành chúng, dẫn tới tăng tính kinh tế và độ tin cậy vận hành các thiết bị nhiệt. Trong các trường hợp khi nạp nhà máy thuỷ điện tích năng được tiến hành với các suất tiêu hao nhiên liệu tương đối thấp (các tổ máy của nhà máy nhiệt điện kiểu ngưng tụ, trung tâm nhiệt điện và trong tương lai cả các nhà máy thuỷ điện tích năng vào những giờ thấp điểm phụ tải đêm được mang thêm tải), sự tham gia của nhà máy thuỷ điện tích năng trong cân bằng công suất hệ thống cũng có thể dẫn tới tiết kiệm nhiên liệu.

2) Tính linh hoạt cao của các thiết bị nhà máy thuỷ điện tích năng (tốc độ nâng tải của các tổ máy nhà máy thuỷ điện tích năng ở chế độ tuabin thường được đánh giá bằng trị số 25% và hơn nữa công suất của chúng trong 1 phút so với 8% cho phép đối với các nhà máy nhiệt điện phủ đỉnh) cho phép sử dụng chúng trong việc nâng tải nhiều lần một cách linh hoạt. Hạn chế duy nhất ở đây là việc duy trì một thể tích nước cần thiết ở hồ chứa bên trên cho việc tham gia theo kế hoạch định trước của nhà máy thuỷ điện tích năng vào phủ đỉnh phụ tải của hệ thống.

3) Sự hiện hữu ở các nhà máy thuỷ điện tích năng dải phụ tải điều tiết đáng kể (có tính đến cả hai chu kỳ) và hồ tích nước cho phép sử dụng chúng rất hiệu quả làm dự phòng sự cố (đột ngột) ưu tiên của hệ thống.

4) Các tổ máy nhà máy thuỷ điện tích năng không cần bất kỳ biện pháp quan trọng nào có thể được sử dụng ở chế độ máy bù đồng bộ để sản xuất công suất và năng lượng phản kháng. Chức năng đó của nhà máy thuỷ điện tích năng có thể thực hiện cả khi vận hành các tổ máy của chúng ở chế độ máy bù chạy không tải (vào một số giờ buổi sáng và ban ngày) cũng như trong quá trình nạp và tiêu với quá kích thích máy điện để phát công suất phản kháng tới 3/4 công suất hữu công. Chức năng sản xuất năng lượng phản kháng của nhà máy thuỷ điện tích năng phát huy hiệu quả hơn trong trường hợp nếu nhà máy thuỷ điện tích năng bố trí ở gần trung tâm tiêu thụ phụ tải, trong đó hợp lý về kinh tế là giảm hoặc không lắp đặt các máy bù đồng bộ hoặc các tụ bù tĩnh điện chuyên dùng.

5) Trong một số trường hợp nhà máy thuỷ điện tích năng để nạp có thể sử dụng thành công năng lượng thặng dư theo mùa của các nhà máy thuỷ điện không điều tiết và khí "xả bỏ" khi không điều tiết hoặc điều tiết không triệt để việc tiêu thụ khí.

6) Việc xây dựng nhà máy thuỷ điện tích năng với các nhà máy thuỷ điện hiện hành (các thiết trí hỗn hợp nhà máy thuỷ điện tích năng - nhà máy thuỷ điện, sử dụng cả hai hướng nước tự nhiên của dòng sông cũng như bơm nước) có thể nâng cao đáng kể công suất và khả năng điều tiết của chúng.

7) Các nhà máy thuỷ điện tích năng có thể phát huy hiệu quả như một thành viên của tổ hợp thuỷ lợi, đặc biệt trong trường hợp khi xây dựng nhà

máy thuỷ điện không hợp lý về mặt kinh tế do không đủ lượng nước về tự nhiên hoặc sử dụng nó cho các mục tiêu không phải năng lượng.

Trong các thiết bị tích trữ năng lượng tương tự như sử dụng nhà máy thuỷ điện tích năng trong hệ thống đáng được chú ý là thiết trí tuabin khí tích không khí (TTBKTK). Trong thiết trí này trong bể chứa ngầm dưới áp suất được tích không khí. Khi cần khởi động tuabin khí vào vận hành (đỉnh phụ tải) không khí được cấp vào buồng đốt của nó để đốt cháy nhiên liệu. Vào những giờ thấp điểm phụ tải máy nén được đưa vào vận hành để bổ sung lượng không khí đã bị tiêu hao trong bể chứa ngầm. Tuy nhiên thiết trí tích năng lượng này có nhược điểm đáng kể - nó đòi hỏi các chi phí và vận chuyển tương ứng loại nhiên liệu lỏng và khí đang khan hiếm.

11.4. CÁC CƠ SỞ TỐI ƯU HOÁ CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN VÀ NHÀ MÁY THUỶ ĐIỆN

Xác định thành phần và chế độ vận hành của các tổ máy nhà máy nhiệt điện theo biểu đồ cho trước về các phụ tải điện và nhiệt có thể được tiến hành theo hướng giảm tiêu hao nhiên liệu trong phân tích so sánh sự vận hành của chúng trên cơ sở đặc tính năng lượng. Việc so sánh được tiến hành cho các thời gian thấp điểm phụ tải với thành phần thiết bị được chấp nhận vào thời gian phụ tải tối đa.

Nhiệm vụ của việc lựa chọn là xác định sự kết hợp một cách hợp lý các tổ máy được chuyển sang các chế độ vận hành khác nhau sang chế độ ngừng và khởi động tiếp theo (CNK), chế độ động cơ (CĐC), chế độ giảm tải tới công suất tối thiểu cho phép (CG), chế độ giảm tải từng phần (CGP) và chế độ vận hành với công suất định mức.

Cần phải xác định thành phần và các chế độ vận hành các tổ máy sao cho chúng đảm bảo tiêu hao nhiên liệu tối thiểu trong hệ thống (hoặc ở nhà máy nhiệt điện) trong thời gian thấp điểm phụ tải.

$$\min B = \min \left(\sum_{i=1}^{i=l} B_i + \sum_{j=1}^{j=n} B_j \right) \qquad (11.8)$$

trong đó:

$\sum_{i=1}^{i=l} B_i$ - tổng tiêu hao nhiên liệu của các tổ máy chạy đáy trong thời gian thấp điểm phụ tải;

$\sum_{j=1}^{j=n} B_j$ - tổng tiêu hao nhiên liệu của các tổ máy cơ động (n) trong thời gian thấp điểm phụ tải; nghĩa là các tổ máy đang trong chế độ: giảm tải, động cơ hoặc ngừng - khởi động.

Giải bài toán này đòi hỏi các phương trình tính toán, xác định sự phụ thuộc hiệu quả so sánh vận hành các tổ máy trong các chế độ khác nhau (giảm tải, động cơ, ngừng - khởi động) từ các thông số ban đầu và tạo ra các sơ đồ tính toán và thuật toán để lựa chọn các chế độ vận hành tối ưu của các tổ máy khi đang qua thấp điểm phụ tải ngày đêm.

Những phương trình tính toán đó có thể nhận được trên cơ sở so sánh các chi phí nhiên liệu khi các tổ máy vận hành ở các chế độ khác nhau có tính đến tiêu hao nhiên liệu quá mức do thay đổi việc điền kín biểu đồ, thời gian phụ tải kéo dài khi vận hành ở chế độ giảm tải so với chế độ động cơ và chế độ ngừng - khởi động.

Chấp nhận chế độ ngừng - khởi động như chế độ làm chuẩn, tiêu chuẩn đánh giá lợi ích của việc chuyển tổ máy *k* vào chế độ giảm tải ở thời điểm tối thiểu của phụ tải, người ta xác định trị số tiết kiệm nhiên liệu tương đối $\Delta B^{(k)}_{(CG-CNK)}$ khi vận hành tổ máy *k* và chế độ giảm tải so với chế độ ngừng - khởi động.

Từ điều kiện $\Delta B^{(k)}_{(CG-CNK)} \nless 0$ xác định biểu thức mô tả vùng vận hành hiệu quả của tổ máy *k* trong chế độ giảm tải so với chế độ ngừng - khởi động.

$$\tau_{TDk(CG-CNK)} + \tau^{GHP}_{TDk(CG-CNK)} = \frac{\Delta B_{k(CNK-CG)} + P_{k\,min}\dfrac{1}{V}\sum_{j=1}^{k-1} P_j\,.\,\Delta r_{jo}}{P_{k\,min}\,\Delta r_{k0} + B_{KTK}} \tag{11.9}$$

$$\Delta B_{k(CNK-CG)} = \Delta B_{k(CNK)} - \Delta B^{const}_{k(CG)} \tag{11.9a}$$

trong đó $\tau_{TDk(CG-CNK)}$ - khoảng thời gian thực của giai đoạn thấp điểm phụ tải đối với tổ máy k; $\tau^{GHP}_{TD(CG-CNK)}$ - khoảng thời gian giới hạn cho phép vận hành có hiệu quả (hợp lý) của tổ máy k trong chế độ giảm tải so với chế độ ngừng - khởi động; $\Delta B_{k(CNK)}$ - các chi phí nhiên liệu ở chế độ ngừng - khởi động đối với tổ máy k; $\Delta B^{const}_{k(CG)}$ - thành phần cố định của các chi phí nhiên liệu ở chế độ giảm tải đối với tổ máy k; P_{kmin} - công suất nhỏ nhất cho phép đối với tổ máy k; $1/V$ - tốc độ thay đổi phụ tải được rút gọn, $\frac{1}{V} = \frac{1}{V_S} + \frac{1}{V_N}$; $\frac{1}{V_S}$ - tốc độ tuyệt đối sụt tải; $\frac{1}{V_N}$ - tốc độ tuyệt đối nâng tải, $\Delta r_{k0} = r_k - r_0$; $\Delta r_{jo} = r_j - r_o$ - các trị số tương ứng của mức tăng tương đối tiêu hao nhiên liệu của tổ máy k, j và các tổ máy chạy đáy; B_{KTk} - tiêu hao nhiên liệu 1 giờ cho không tải của tổ máy k;.

Cũng tương tự như vậy, vùng hoạt động có hiệu quả của tổ máy k trong chế độ giảm tải so với chế độ động cơ được xác định bằng biểu thức:

$$\tau_{TD(CG-CNK)} \succ \tau^{GHP}_{TDK\,(CG-CNK)} = \frac{\Delta B_{k(CDC-CG)} + P_{k\,min}\,\frac{1}{V}\sum_{j=1}^{k-1} P_j\,.\Delta r_{jo}}{P_{k\,min}\,\Delta r_{k0} + \left(B_{k.TK} - \beta_{k(CDC)}\right)} \tag{11.10}$$

trong đó $\Delta B_{k(CDC-CG)} = \Delta B^{const}_{k(CDK)} - \Delta B^{const}_{k(CG)}$

Khi so sánh chế độ động cơ và chế độ ngừng khởi động:

$$\tau_{TDk(CDC-CNK)} \succ \frac{\Delta B_{k(CNK-CDC)}}{\beta_{k(CDC)}} = \tau^{GHP}_{TDK(CDC-CNK)} \tag{11.11}$$

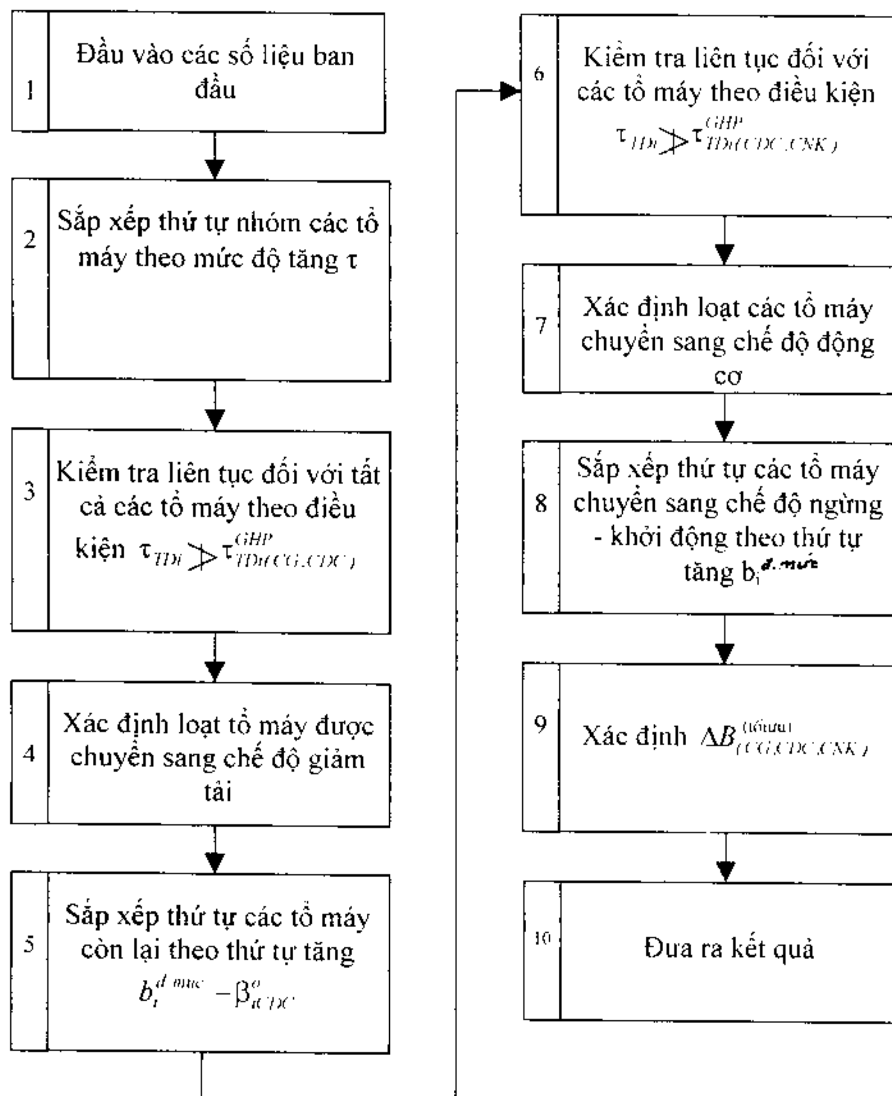
$\Delta B_{k(CNK-CDC)}$ - $\Delta B^{const}_{k(CDK)}$; $\Delta B^{const}_{k(CDK)}$ - thành phần cố định của các chi phí nhiên liệu khi tổ máy k vận hành ở chế độ động cơ; $\beta_{k(CDC)}$ - tiêu hao nhiên liệu 1 giờ để duy trì tổ máy k ở chế độ động cơ.

Các biểu thức (11.9) ÷ (11.11) là các tiêu chuẩn lựa chọn chế độ vận hành tối ưu các tổ máy khi qua thấp điểm phụ tải ngày đêm. Những biểu thức đó bao gồm các thông số chính nêu rõ đặc điểm về hiệu quả so sánh việc sử dụng các tổ máy vào giai đoạn thấp điểm phụ tải, đồng thời cả các thông số xác định đặc thù của cấu hình biểu đồ phụ tải.

Áp dụng các biểu thức thu được ở trên và sơ đồ khuyến nghị về xác định thứ tự vị trí của các tổ máy trên biểu đồ phụ tải, chúng ta sẽ lập sơ đồ khối tổng quát để tính toán thành phần tối ưu và các chế độ vận hành các tổ máy giai đoạn thấp điểm phụ tải ngày đêm (hình 11.10).

Đưa vào khối *1* các số liệu về đặc tính các tổ máy đang xem xét và các thông số của biểu đồ phụ tải vào các giai đoạn thấp điểm phụ tải. Các số liệu ban đầu sử dụng các trị số r_i, $b_i^{d.muc}$, B_{KT2}, $P_{id.muc}$, P_{imin}, $\Delta B_{i(CG)}^{const}$, $\Delta B_{i(CDC)}^{const}$, $\Delta B_{i(CNK)}$, $\beta_{i(CDC)}$ (đối với các tổ máy) và P_{max}, P_o, Δp_o, τ_{TD}, τ_o, V_S, V_N (cho biểu đồ phụ tải).

Khi lựa chọn phương án trước hết kiểm tra lợi ích của việc vận hành các tổ máy trong chế độ giảm tải. Vì vậy ở khối *2* các tổ máy cơ động được sắp đặt theo thứ tự tăng dần τ_i. Ở khối *3* thực hiện việc xác định các trị số τ_{TDi}, $\tau_{TDi(CG-CDC)}^{GHP}$. Kết quả là xác định được các tổ máy chuyển sang chế độ giảm tải một cách hợp lý (khối *4*). Các tổ máy còn lại, đối với chúng không tuân thủ điều kiện $\tau_{TDK} > \tau_{TDK(CG-CDC)}^{GHP}$ được đưa vào khối *5*. Trong các khối *5* và *6* các tổ máy được sắp xếp thứ tự theo mức tăng các trị số b_i - $\beta_{i(CDC)}$ và tiếp theo so sánh các trị số $\tau_{TDK(CG-CDC)}^{GHP}$ với các thời gian thực τ_{TDi} cho từng tổ máy. Xác định loại các tổ máy có lợi khi chuyển sang chế độ động cơ (đối với các tổ máy này tuân thủ biểu thức $\tau_{TDK} > \tau^{GHP}{}_{TDK(CDC-CNK)}$ (khối 7). Các tổ máy còn lại đương nhiên và hợp lý vận hành trong chế độ ngừng khởi động, chúng được sắp đặt trên biểu đồ phụ tải từ dưới lên trên theo thứ tự tăng các trị số của chúng $b_i^{d.muc}$ (khối *8*). Chức năng của khối *8* rút ra các kết quả tối ưu hoá, bao gồm thành phần tối ưu và các chế độ vận hành các tổ máy, thứ tự bố trí các tổ máy trên biểu đồ phụ tải và tiết kiệm tương đối nhiên liệu với phương án tối ưu so với chế độ ngừng - khởi động - chế độ chuẩn. Trị số tiết kiệm nhiên liệu đó được xác định trong khối *9*.



Hình 11.10. Sơ đồ khối tính toán thành phần tối ưu và các chế độ vận hành các thiết bị năng lượng

Trong trường hợp khi ở nhà máy nhiệt điện đang xem xét hoặc trong hệ thống năng lượng dự kiến dành cho vận hành ở chế độ động cơ không phải tất cả mà chỉ một phần các tổ máy tham gia vào phủ biểu đồ phụ tải thì ở khối *3* đối với các tổ máy dự kiến dành cho vận hành ở chế độ động cơ, việc kiểm tra

được thực hiện theo điều kiện $\tau_{TDK} > \tau^{GHP}_{TDK(CG-CDC)}$, còn đối với tổ máy không dự kiến dành cho vận hành ở chế độ động cơ - theo các điều kiện:

$$\tau_{TDK} > \tau^{GHP}_{TDK(CG-CNK)}$$

Còn về phần điều tiết công suất nhà máy thuỷ điện thì với bất kỳ dạng điều tiết nào đối với lưu lượng dòng chảy chế độ nhà máy thuỷ điện nhất quán quyết định chế độ nhà máy nhiệt điện, và do đó tương ứng với nó là tiêu hao nhiên liệu, nghĩa là cuối cùng quyết định hiệu quả kinh tế trong vận hành hệ thống năng lượng nói chung. Trong trường hợp đó xuất hiện nhiệm vụ đi tìm và thực hiện chế độ nhà máy thuỷ điện sao cho chế độ đó đối với hệ thống năng lượng theo bất kỳ chỉ tiêu nào đều có lợi nhất, nghĩa là tối ưu.

Lưu lượng dòng sông hợp lý hơn cả là sử dụng trong tổ hợp, nghĩa là đồng thời đối với các ngành kinh tế khác. Trong trường hợp đó ngành năng lượng xuất hiện như một thành viên của tổ hợp thuỷ lợi, và về nguyên tắc không thể xác định việc sử dụng tối ưu các nguồn nước chỉ cho các mục tiêu ngành năng lượng. Cần phải tính toán sử dụng các nguồn nước của tất cả các thành viên trong tổ hợp.

Do đó các yêu cầu về nước của tất cả các thành viên tổ hợp do hạn chế các nguồn nước thực tế không thể thoả mãn được nên phát sinh nhiệm vụ xác lập các phương thức hợp lý nhất về sử dụng các nguồn nước cho từng thành viên theo tiêu chuẩn tối ưu hoá nào đó. Trong đó tiêu chuẩn tối ưu hoá là chỉ tiêu chất lượng thể hiện bằng số, phản ánh không chỉ chức năng chính của hệ thống đang nghiên cứu mà cả các điều kiện hoạt động của nó và tính chất của thông tin được sử dụng, nghĩa là phản ánh hiệu quả thực hiện những nhiệm vụ đặt ra trước hệ thống. Tiêu chuẩn càng phản ánh triệt để các yêu cầu đó thì hiệu quả và giá trị thực tế của nó càng lớn.

Lựa chọn phương pháp này hoặc phương pháp khác phụ thuộc vào các tính chất của mô hình toán học cho đối tượng (quá trình) tối ưu hoá: từ dạng và tập hợp các thông số cần tối ưu hoá, từ các hạn chế khác nhau đặt ra đối với chất lượng của các quá trình trong hệ thống, đối với nhiều thông số cần phải tối ưu hoá ...

Tuy nhiên đối với các hệ thống đa mục tiêu, trong số đó có tổ hợp thuỷ lợi, sự hình thành tiêu chuẩn chung về tối ưu gặp phải những khó khăn nhất

định, vì việc đưa về một tiêu chuẩn là hiệu quả thu được từ điều tiết lưu lượng dòng sông bằng hồ chứa, do ngành năng lượng, ngành y tế là công việc khá phức tạp.

Trong ngành năng lượng các tiêu chuẩn tối ưu với việc tuân thủ độ tin cậy cung cấp điện ở mức độ được giao được áp dụng tuỳ theo các nhiệm vụ phải giải quyết: chi phí vận hành tối thiểu về nhiên liệu đốt, tiêu hao nhiên liệu tối thiểu biểu thị bằng nhiên liệu thiên nhiên và tiêu chuẩn và sản lượng điện năng tối đa đối với nhà máy thuỷ điện.

Chúng ta hãy xem xét một thí dụ về việc đặt phương pháp toán học cho một bài toán thực về tối ưu hoá phương thức lâu dài của hệ thống năng lượng. Trong vận hành các kết quả tối ưu hoá của phương thức đó, thí dụ các trị số lưu lượng trung bình của nhà máy thuỷ điện được sử dụng hàm thông tin ban đầu cho việc tối ưu hoá chính ngày đêm. Giả sử trong thành phần tổ hợp thuỷ lợi bên cạnh các hộ tiêu thụ không phải năng lượng có một số nhà máy thuỷ điện với các hồ chứa điều tiết dài hạn, các nhà máy thuỷ điện này cũng là các thành phần của Liên hiệp năng lượng phức hợp. Bài toán chúng ta sẽ xem xét trong cách đặt vấn đề tối ưu hoá một mục tiêu và chấp nhận rằng ngành năng lượng trong số tổ hợp thuỷ lợi này là ngành dẫn đầu, còn các yêu cầu về nước cho các thành viên còn lại của tổ hợp được coi như ở dạng các hạn chế cho trước đối với phương thức của nhà máy thuỷ điện.

Chúng ta giả định rằng, thông tin ban đầu được áp dụng mang tính quyết định và trong quá trình quản lý không có bất kỳ tác động ngẫu nhiên nào đối với hệ thống được tiến hành. Bài toán trong cách đặt ra đó mang những phần tử đơn giản hoá. Tuy nhiên ngày nay bài toán đó được áp dụng rộng rãi và hợp lý ở chỗ các phương pháp và thuật toán nghiêm ngặt hơn về tối ưu hoá đa mục tiêu cho các nhiệm vụ phương thức còn chưa được nghiên cứu triển khai một cách đầy đủ. Ngoài ra, có những khó khăn thuần tuý về tính toán đặc biệt khi đặt ra bài toán thuộc về xác suất.

Vậy thì, cho rằng hệ thống đang xem xét gồm m nhà máy thuỷ điện và n nhà máy nhiệt điện, phương thức của chúng cần phải được tối ưu hoá một cách thoả đáng. Cũng cho rằng trong hệ thống đó có nhóm các nhà máy điện không tham gia vào phủ phần thay đổi của biểu đồ phụ tải, nghĩa là vận hành không điều tiết công suất. Những nhà máy điện đó thường là các nhà máy thuỷ điện,

nhà máy thuỷ điện nhỏ, phương thức thay đổi của chúng thực tế không ảnh hưởng đến tính kinh tế của phương thức hệ thống năng lượng. Chúng ta cũng coi nhà máy điện nguyên tử thuộc phạm trù đó, vì việc vận hành chúng trong phương thức thay đổi là không mong muốn.

Chúng ta hãy chấp nhận, có tính đến các tiên đề nói trên làm tiêu chuẩn về tối ưu, tiêu chuẩn tổng quát nhất trong tiêu chuẩn nêu trên - điều kiện các chi phí vận hành nhỏ nhất để đốt nhiên liệu hữu cơ trong chu kỳ tính toán $T = t_k - t_o$ (t_k - thời gian kết thúc của hệ thống với các điều kiện đó).

Tổng chi phí cho nhiên liệu được giảm thiểu có thể viết như sau:

$$C_c = \sum_{j=1}^{n} g_j \int_{to}^{t_k} B_j\, [N_j(t)]dt \Rightarrow \min \qquad (11.12)$$

trong đó C_c - tổng chi phí cho nhiên liệu trong hệ thống;

g_j - giá đơn vị nhiên liệu tiêu thụ trong nhà máy nhiệt điện j;

$B_j\,[N_j]$ - đặc tính tiêu hao của nhà máy nhiệt điện j;

Vào bất kỳ thời điểm nào của thời gian t ($t_o \le t \le t_k$) chu kỳ T công suất của tất cả các nhà máy nhiệt điện của hệ thống $\sum_{j=1}^{n} N_j(t)$, phương thức của chúng được tối ưu hoá, có thể được xác định theo hệ thức cân bằng công suất trong hệ thống như sau:

$$\sum_{i=1}^{m} N_i(t) = P_c(t) - \sum_{l=1}^{n} N_l(t) - \sum_{m=1}^{M} N_m(t) - \sum_{n=1}^{N} \pi_n(t) \qquad (11.13)$$

trong đó:

$P_c(t)$ - biểu đồ phụ tải hệ thống cho trước;

$N_l(t)$ - biểu đồ công suất của nhà máy thuỷ điện;

$N_m(t)$ - công suất của nhà máy điện không điều tiết m;

$\pi_n(t)$ - tổn thất công suất ở đường dây trên không n.

Công suất của nhà máy thuỷ điện l ở bất kỳ thời điểm nào của thời gian t được xác định theo (3.50) phù hợp với công thức sau:

$$N_l(t) = 9{,}81 Q_l(t) H_l(t) \eta_l \qquad (11.14)$$

trong đó hiệu suất của nhà máy thuỷ điện η_l về phần mình lại là hàm số của nhà máy thuỷ điện Q_l và cột nước H_l, nghĩa là:

$$\eta_l = \eta_l\,[Q_l(t),\ H_l(t)] \qquad (11.15)$$

Thay (11.19) vào (11.18) ta thu được đẳng thức về hàm số mục tiêu, phản ánh điều kiện tối thiểu hoá đã được chấp nhận của thành phần nhiên liệu trong các chi phí vận hành hệ thống;

$$C_c = \sum_{j=1}^{m} g_j \int_{t_o}^{t_k} B_j \left[P_c(t) - \sum_{l=1}^{n} 9{,}81 Q_l(t) H_l(t) \eta_l - \sum_{n=1}^{M} N_m(t) - \right.$$

$$\left. - \sum_{r=1}^{R} N_2(t) + \sum_{n=1}^{N} \pi_n(t) \right] dt \Rightarrow min \qquad (11.16)$$

trong đó $\sum_{r=1}^{R} N_\tau(t)$ - công suất của tất cả các nhà máy nhiệt điện có điều tiết của hệ thống, ngoại trừ nhà máy thuỷ điện j.

Hàm số mục tiêu phản ánh hoàn toàn không phải các điều kiện tổng quát của tối thiểu hoá và tuỳ theo cách đặt bài toán cụ thể (thí dụ, tính đến nhà máy điện nguyên tử, nhà máy thuỷ điện tích năng) điều kiện của nó sẽ thay đổi.

Với các đợt ra bài toán như vậy để làm toạ độ pha mô tả trong khoảng thời gian cho tới trạng thái của hệ thống có thể chấp nhận các độ cao của mực nước mức cao, nhưng để quản lý (các biến số độc lập), các lưu lượng của nhà máy thuỷ điện hoặc hồ chứa. Khi thay đổi các lưu lượng (toạ độ vectơ quản lý) chúng ta cũng sẽ làm thay đổi các toạ độ pha - các mực nước mức cao.

Để trình bày mô hình toán học ở dạng đầy đủ cần bổ sung cho hàm số mục tiêu các điều kiện giới hạn được đặt ra cho không chỉ hệ thống nói chung mà cả cho các phần tử riêng của nó:

1) Phương trình liên hệ phản ánh cân bằng phụ tải của hệ thống. Tương ứng với (11.13) chúng ta viết ở dạng sau:

$$\phi(t) = P_c(t) - \sum_{i=1}^{m} N_i(t) - \sum_{l=1}^{n} N_l(t) - \sum_{m=1}^{M} N_m(t) + \sum_{n=1}^{N} \pi_n(t) \qquad (11.17)$$

2) Thể tích dòng chảy vào nhà máy thuỷ điện sau giai đoạn tính toán:

$$W_{NMTĐ} = \int_{t_0}^{t_k} Q_{NMTĐ}(t)\, dt. \qquad (11.18)$$

3) Công suất phát ra của tất cả các nhà máy điện trong hệ thống, kể cả phụ tải các đường dây truyền tải và những thay đổi các biến số thuộc phạm vi cho phép nào đó được xác định bởi các điều kiện không vượt quá các trị số giới hạn:

$$N_j(t)^{min} \leq N_j(t) \leq N_{jmax} \qquad (11.19)$$

$$N_l(t)^{min} \leq N_l(t) \leq N_{lmax} \qquad (11.20)$$

$$P_n(t)^{min} \leq P_n(t) \leq P_n(t) \qquad (11.21)$$

Do đó mô hình toán học của phương thức dài hạn tối ưu hoá hệ thống năng lượng theo điều kiện chi phí vận hành tối thiểu có tính đến các tiên đề đã được chấp nhận đơn giản hoá được biểu thị bằng toàn bộ các phương trình và bất đẳng thức (11.16 ÷ 11.21). Mặc dầu trong đó không hạn chế về thành phần các công trình nguồn điện, đến số lượng các nhà máy thuỷ điện trong hệ thống hoặc các hình thái liên hệ giữa chúng với nhau (vận hành trong bậc thang hoặc riêng rẽ về nguồn nước), mô hình đó dù sao không bao quát toàn bộ tính đa dạng của việc đặt ra các vấn đề thực tiễn và vì vậy nó chỉ được đánh giá từ những quan điểm chủ yếu về kiến giải mang tính mô tả.

Những vấn đề lựa chọn thành phần tối ưu và các phương thức vận hành của cả các thiết trí năng lượng riêng biệt, cũng như của các nhà máy điện nói chung ngày nay đang được nghiên cứu triển khai mạnh mẽ và đang được sử dụng rộng rãi trong thực tế các hệ thống năng lượng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Nguyễn Công Hân, Nguyễn Quốc Trung, Đỗ Anh Tuấn.* Nhà máy nhiệt điện, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 1994.

2. *Phạm Lê Dần, Nguyễn Công Hân.* Hệ thống cung cấp nhiệt, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 2000.

3. *Nguyễn Sỹ Mão.* Quá trình buồng lửa. Trường Đại học Bách khoa, 1990.

4. *Nguyễn Sỹ Mão.* Lý thuyết cháy. Trường Đại học Bách khoa, 2001.

5. *Phạm Lương Tuệ.* Tuabin hơi, tập 1, 1991

6. *Đinh Nguyên Bính.* Tuabin nhiệt tập 2. Trường Đại học Bách khoa, 1996.

7. *Hoàng Bá Chư.* Khí động học. Trường Đại học Bách khoa, 1996.

8. *Phạm Lương Tuệ.* Chế độ thay đổi và chuyển tiếp tuabin hơi. Trường Đại học Bách khoa, 1991.

9. *Hoàng Bá Chư, Trương Ngọc Tuấn.* Động lực học chất lưu. Trường Đại học Bách khoa, 1991.

10. *Hoàng Đình Tín, Bùi Hải.* Bài tập nhiệt và truyền nhiệt. Nhà xuất bản Giáo dục, 1996.

11. *Nguyễn Đức Lợi, Vũ Diễm Hương, Nguyễn Khắc Xương.* Vật liệu kỹ thuật nhiệt và kỹ thuật lạnh. Nhà xuất bản Giáo dục, 1998.

12. *Đặng Quốc Phú, Trần Thế Sơn, Trần Văn Phú.* Truyền nhiệt. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1999.

13. *Phạm Lê Dần, Đặng Quốc Phú.* Bài tập kỹ thuật nhiệt. Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.

14. *Bùi Hải, Phạm Lê Dần.* Nhiệt động kỹ thuật. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2000.

15. *Bùi Hải, Hoàng Ngọc Đồng.* Kỹ thuật nhiệt. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2000.

16. *Bùi Hải, Trần Thế Sơn.* Bài tập nhiệt động, truyền nhiệt và kỹ thuật lạnh. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2001.

17. *Bùi Hải, Dương Đức Hồng, Hà Mạnh Thư.* Thiết bị trao đổi nhiệt. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1999.

18. *Phạm Lê Dần, Nguyễn Công Hân.* Công nghệ lò hơi và mạng nhiệt. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1999.

19. *Nguyễn Sỹ Mão.* Lò hơi. Trường Đại học Bách khoa, 1970.

20. *Nguyễn Sỹ Mão.* Thiết kế lò hơi. Trường Đại học Bách khoa, 1973.

21. *Nguyễn Sỹ Mão.* Tính nhiệt lò hơi. Trường Đại học Bách khoa, 1981.

22. *Nguyễn Sỹ Mão.* Lý thuyết cháy và thiết bị cháy. Trường Đại học Bách khoa, 2002.

23. *Hoàng Bá Chư.* Thuỷ khí động lực học ứng dụng. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ htuật, 2003.

24. *Hoàng Bá Chư, Trương Ngọc Tuấn, Phạm Lương Tuệ.* Bơm, quạt, máy nén. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2005.

25. *Đinh Ngọc Ái, Đặng Huy Chi, Nguyễn Phước Hoàng, Phạm Đức Thuận.* Thuỷ lực và máy thuỷ lực. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2002.

26. *Hoàng Thị Bích Ngọc.* Máy thể tích. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2002.

27. *Trần Sỹ Phiệt, Vũ Duy Quang.* Thuỷ khí động lực học ứng dụng. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1979.

28. *Hoàng Bá Chư, Trương Ngọc Tuấn.* Bài tập thuỷ khí động lực học ứng dụng. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2005.

29. *Hoàng Bá Chư, Trương Ngọc Tuấn.* Sổ tay thuỷ khí động lực học ứng dụng. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2005.

Chịu trách nhiệm xuất bản: PGS. TS Tô Đăng Hải
Biên tập: Ngọc Khuê
Sửa bài: Phạm Niên
Vẽ bìa: Trần Thắng

In 700 quyển khổ 16 x 24 cm, tại Xưởng in Nhà xuất bản Văn hoá dân tộc.
Quyết định cấp phép số: 409 – 2006/CXB/76-33/KHKT.
In xong và nộp lưu chiểu Quý 3/2006

206205



Giá: 79.000đ